

Eine Auslegungsmethodik für mehrstufige Axialverdichter auf Basis einer Profildatenbank

Markus Schnös

Deutsches Zentrum für Luft- und
Raumfahrt
Institut für Antriebstechnik
Köln-Porz



DLR

**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**

Eine Auslegungsmethodik für mehrstufige Axialverdichter auf Basis einer Profildatenbank

Dissertation
zur
Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

der
Fakultät für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von
Markus Rudolf Schnös
aus Bamberg

Bochum 2020

Dissertation eingereicht am: 19. Mai 2020

Tag der mündlichen Prüfung: 27. August 2020

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Milan Petrovic

Kurzfassung

Mit dem Einsatz mathematischer Optimierungsalgorithmen bei der Auslegung von mehrstufigen Axialverdichtern können erhebliche Verbesserungen von Wirkungsgrad und aerodynamischer Stabilität erzielt werden. Bei der geometrischen Beschreibung mehrerer Stufen wächst der Designraum allerdings schnell auf hunderte Dimensionen an. Dies stellt auch moderne Optimierungsalgorithmen vor Herausforderungen. Ziel dieser Arbeit ist es, eine vielseitige Systematik für Verdichterprofile zu entwickeln und in einen Auslegungsprozess für mehrstufige Axialverdichter zu integrieren. Dadurch wird eine Dimensionsreduktion bei der Verdichteroptimierung erzielt, die eine effiziente Optimierung mehrerer Stufen ermöglicht.

Dazu wird eine detaillierte Studie über die optimale Profilform bei variierenden Entwurfsanforderungen durchgeführt. Insgesamt werden sieben Anforderungen systematisch variiert: die geometrischen Größen Staffelungswinkel, Teilungsverhältnis und Profilfläche zusammen mit den aerodynamischen Größen des Auslegungspunktes Zuströmmachzahl, Stromröhrenkontraktion, Reynoldszahl und aerodynamische Belastung. Für über 2000 Entwurfsanforderungen werden Profilgeometrien optimiert, die den Forderungen nach weiten Arbeitsbereichen und geringen Verlusten genügen. Während der Optimierungen wird die Gitterströmung der Profile in mehreren Betriebspunkten mit einem Euler-Grenzschichtverfahren bewertet. Auf der entstandenen Datenbasis werden Methoden aus dem Bereich des maschinellen Lernens angewendet, um die Profilgeometrie und das Betriebsverhalten für neue Entwurfsanforderungen abzuschätzen. Diese funktionalen Zusammenhänge sind die Basis der neuen Profilsystematik, die innerhalb eines Throughflow Verfahrens implementiert sind und einen schnellen Übergang von der Throughflow- in die 3D CFD-Auslegung ermöglichen.

Darauf aufbauend wird ein 15-stufiger Gasturbinenverdichter mit Profilen aus der Systematik ausgestattet und dessen axiale und radiale Lastenverteilung optimiert. Durch den Einsatz der Profilsystematik lässt sich der Verdichter mit einer handhabbaren Anzahl an Parametern beschreiben. Hier müssen nur noch zwei Parameter pro Schaufelschnitt festgelegt werden. Zur Absicherung der Ergebnisse wird die ursprüngliche als auch die aktualisierten Auslegungen mit 3D CFD bewertet. Dabei bieten die optimierten Verdichter eine Verbesserung im polytropen Wirkungsgrad von bis zu 0,7% gegenüber der ursprünglichen Auslegung.

Abstract

With the application of mathematical optimization in the design of multi-stage axial compressors, significant improvements in efficiency and aerodynamic stability can be achieved. However, when describing the geometry of multiple stages, the design space quickly increases to several hundred dimensions. This poses challenges even for modern optimization algorithms. The aim of this thesis is to develop a versatile family of optimized compressor airfoils and to integrate it into a design process for multi-stage axial compressors. One of the key benefits of this approach is a dimensionality reduction in compressor optimization that enables the efficient optimization of multiple stages.

For this purpose, a detailed study is carried out on optimum airfoil shape for varying design requirements. A total of seven requirements is systematically varied: the geometric variables blade stagger angle, pitch-chord ratio and profile area together with the aerodynamic variables of the design point: inflow Mach number, streamtube contraction, Reynolds number and aerodynamic load. For more than 2000 design requirements, airfoil geometries are optimized with the aim to increase the working range and minimize the loss. During the optimizations, the flow of each airfoil is evaluated at several operating points using an Euler-boundary-layer method. Based on the resulting database, methods from the field of machine learning are applied to estimate the airfoil geometry and the operating behaviour for new design requirements. These functional relations are the foundation of the new airfoil family, which is implemented within a throughflow code and enables a fast transition from throughflow to 3D CFD design.

On this basis, a 15-stage compressor is equipped with the new airfoils and its axial and radial load distribution is optimized. By using the novel airfoil family, the compressor can be described with a reasonable number of parameters. Here, only two parameters per blade section have to be defined. To verify the results, the original and updated designs are evaluated with 3D CFD. The optimized compressors offer an improvement in polytropic efficiency of up to 0.7% compared to the original design.

Vorwort

Ich möchte mich sehr herzlich bei allen Kollegen am Institut für Antriebstechnik und insbesondere in meiner Abteilung Fan und Verdichter bedanken. Ich danke euch für die unzähligen spontanen Diskussionen bei Obst- oder Kaffeerunden, für das schöne Arbeitsklima und für die Zeit neben der Arbeit. Vor allem danke ich den ganzen anderen Kletter- und Radenthusiasten am Institut für die vielen Feierabende, die wir zusammen verbracht haben.

Ein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Reinhard Mönig für die Betreuung meiner Promotion und für die Unterstützung meiner gesamten Arbeit am DLR. Ebenso danke ich Prof. Dr.-Ing. Milan Petrovic für die Übernahme des Koreferates, für die Wertschätzung meiner Arbeit und für die Umstände, die er auf sich genommen hat, um an meiner Verteidigung teilzuhaben.

Für das Beantworten von unzähligen Fragen zu Turbomaschinen, für die großen gestalterischen Freiräume und für die teils hitzigen Diskussionen bin ich meinem ehemaligen Abteilungsleiter Eberhard Nicke zutiefst dankbar. Mein Dank gilt auch Rainer Schnell und Christian Voß für ihre Unterstützung, ihren Rat und den lockeren Austausch. Meinen Bürokollegen Georgios danke ich für die vielen spannenden Diskussionen zu transsonischen und mehrstufigen Verdichtern. Ein herzliches Dankeschön an alle Anwender von ACDC (auch an diejenigen unter euch die „nur“ Fans rechnen) für euren Input und für das Entdecken des einen oder anderen Fehlers in meinen Methoden. Vielen Dank auch an meine ehemalige Mitbewohnerin Jutta für das Korrigieren der Rechtschreibfehler in dieser Arbeit.

Meiner Freundin Laura danke ich dafür, dass Sie immer an mich glaubt und mir liebevoll Rückhalt gibt. Schließlich möchte ich meinen Eltern danken, die es mir stets ermöglicht haben, meine Ziele zu verfolgen.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	15
1. Einführung	19
1.1. Der klassische Entwurfsprozess	19
1.2. Das Verdichtergitter	21
1.3. Zielsetzung	24
1.4. Aufbau der Arbeit	25
2. Stand der Technik	27
2.1. Entwicklung der Profilgeometrie	27
2.1.1. Subsonische Verdichtergitter	27
2.1.2. Transsonische Verdichtergitter	29
2.2. Modellierung von Verlust und Abströmwinkel	30
2.3. Auslegungsverfahren für mehrstufige Axialverdichter	33
2.3.1. Programmpakete	33
2.3.2. Throughflow-Verfahren	34
2.3.3. Aerodynamische 3D-Auslegung	34
2.3.4. Auslegung mit mathematischen Optimierungsverfahren	35
2.3.5. Betrachtung des Gesamtsystems	37
3. Eingesetzte numerische Verfahren	39
3.1. S1-Rechenverfahren MISES	39
3.2. S2-Rechenverfahren ACDC	40
3.3. 3D-Strömungslöser TRACE	42
3.4. Optimierungsumgebung AutoOpti	42
4. Kalibrierung von Modellen für Verlust und Abströmwinkel	45
4.1. Testprofile	46
4.2. Erzeugung des MISES Datensatzes	46
4.3. Eingesetzte Modelle	49
4.3.1. Sperrwinkel	49
4.3.2. Referenz-Zuströmwinkel und Arbeitsbereich	51
4.3.3. Minderumlenkung	52
4.3.4. Minimaler Totaldruckverlust	54

4.3.5. Verhalten bei Fehlanströmung	56
4.4. Kalibrierungsmethodik	58
4.5. Ergebnisse: Testprofile.	60
4.6. Ergebnisse: DLR-Rig250	63
4.7. Zusammenfassung	67
5. Auslegungsstrategie für Verdichtergitter	69
5.1. Parametrische Beschreibung der Profilgeometrie.	69
5.2. Anforderungen an die Geometrie	70
5.3. Prozesskette zur Berechnung der Betriebspunkte	70
5.4. Definition der Zielfunktion	73
5.5. Neuauslegung von zwei Testprofilen	74
5.5.1. Ergebnisse für ein subsonisches Profil	75
5.5.2. Ergebnisse für ein transsonisches Profil	79
5.5.3. Zusammenfassung	81
6. Erzeugung der Profilsystematik	85
6.1. Definition des Anforderungsraums	85
6.2. Auslegung an diskreten Stützstellen	87
6.3. Vorhersage der optimalen Profilgeometrie	89
6.4. Bewertung der Entwurfsszenarien	91
6.5. Vorhersage von Verlust und Abströmwinkel	94
6.6. Untersuchungen zur Variation der Entwurfsanforderungen	97
6.6.1. Unabhängige Variation jeder Entwurfsanforderung.	97
6.6.2. Variation des Diffusionsfaktors bei konstantem Abströmwinkel	98
6.6.3. Variation der Zuströmmachzahl	99
7. Validierung der Profilsystematik im vielstufigen Verdichter	101
7.1. Throughflow und RANS-Modellierung	102
7.2. Ergebnisse	102
7.3. Diskussion zur aerodynamischen Belastung an der Hinterkante	109
8. Optimierung eines vielstufigen Verdichters	113
8.1. Aufbau der Optimierung	113
8.2. Ergebnisse	115
9. Zusammenfassung.	121

A. Anhang	123
A.1. UML-Diagramm der Datenbank	123
A.2. Zusätzliche Kennfelder	126
Literaturverzeichnis	129
Abbildungsverzeichnis.	137
Tabellenverzeichnis	141

Nomenklatur

Abkürzungen

ACDC	Advanced Compressor Design Code, Stromlinienkrümmungsverfahren am DLR
AL	Arbeitslinie
CFD	Computational Fluid Dynamics, Numerische Strömungsmechanik
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
IGV	Inlet Guide Vane, Vorleitrad
OGV	Outlet Guide Vane, Nachleitrad
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes, Reynolds-gemittelte Navier-Stokes
SL	Stabilitätslimit
SLC	Stream Line Curvature, Stromlinienkrümmung

Lateinische Symbole

A	Querschnittsfläche
a	Profilfläche
AB	Arbeitsbereich, definiert über $1,5 \cdot \omega^*$
b	Blockage
c_f	Reibungsbeiwert
c	Profilsehnenlänge
DF	Diffusionsfaktor
f	Zielfunktion
g	Funktion der Nebenbedingung
g	Überlappung
h	Spezifische Enthalpie
$K_{i,j}$	Kalibrierungsparameter
m	Korrekturfunktion für Minderumlenkung
n	Anzahl der Stützstellen
M	Machzahl
\dot{m}	Massenstrom
MVDR	$= (\rho_2 v_{m,2}) / (\rho_1 v_{m,1})$, Meridional Velocity Density Ratio, meridionales Strom-dichte-verhältnis
o	Engquerschnitt
p_{out}	Statischer Gegendruck
p	Druck
R	Spezifische Gaskonstante
r_c	Krümmungsradius

Re	Profil-Reynoldszahl
s	Spezifische Entropie
s	Teilung
T	Temperatur
t	Maximale Profildicke
U	Umfangsgeschwindigkeit des Relativsystems
v	Geschwindigkeit
WR	Arbeitsbereich, definiert über $2 \cdot \omega^*$
x	Freier Parameter in der Optimierung
x^L, x^U	Untere und obere Schranke für freie Parameter

Griechische Symbole

α	Winkel zwischen Rechenebene und Stromfläche
β	Strömungswinkel
δ_1	Verdrängungsdicke
δ	Minderumlenkung
η_{is}	Isentroper Wirkungsgrad
η	Relativer off-design Verlust
Γ	Zirkulation
κ	Isentropenexponent
κ	Metallwinkel
ω	Profilverlustbeiwert
$\bar{\omega}$	Gemittelter Profilverlustbeiwert
ϕ	Profilwölbung
Π_t	Totaldruckverhältnis
ρ	Dichte
γ	Staffelungswinkel
θ	Impulsverlustdicke an der Hinterkante
ν	Kinematische Viskosität
ξ_1	Relativer Zuströmwinkel zur Berechnung von ω
ξ_2	Relativer Zuströmwinkel zur Berechnung von β_2
ζ	Formfaktor zur Berechnung von ω

Indizes

'	Interpolierter Wert
*	Wert bei Zuströmung mit minimalen Verlusten (Referenzzuströmung)
1	Wert in der Ebene vor dem Gitter
2	Wert in der Ebene hinter dem Gitter
90	Wert für die inneren 90% des Arbeitsbereichs

cr	Wert bei kritischer Zuströmung
ch	Wert an der Sperrgrenze
dp	Wert im Auslegungspunkt
inc	Wert bei inkompressibler Zuströmung
LE	Wert an der Vorderkante
TE	Wert an der Hinterkante
max	Maximum
P	Wert des Profils
ref	Wert bei Referenzzuströmung
ns	Wert an der Abreißgrenze der Druckseite
st	Wert an der Abreißgrenze der Saugseite
t	Totalzustand
ui	Wert für Unique Incidence

Koordinatensysteme

x, r, θ	Zylindrisch
m, q, θ	Stromfläche
m', θ	Verdichtergitter
x', y'	Ungestaffeltes Profil

1. Einführung

Gasturbinen spielen eine wichtige Rolle bei der Bereitstellung von Mobilität und elektrischer Energie für unsere Gesellschaft. Sie bieten eine hohe Leistungsdichte in Kombination mit hohen Wirkungsgraden. Diese Eigenschaften machen Gasturbinen vor allem im Flugverkehr unverzichtbar. Mit Blick auf das Ziel unserer Gesellschaft, Emissionen zu reduzieren, stehen die Hersteller vor immer neuen Herausforderungen beim Bau von effizienten und flexiblen Gasturbinen. Aus Sicht des Entwicklungsingenieurs stellt die Auslegung einer Gasturbine ein spannendes und komplexes Optimierungsproblem dar, das sich vor allem durch einen hohen Gestaltungsfreiraum unter der Berücksichtigung verschiedener Disziplinen charakterisiert. Dabei ist vor allem die Modellierung von turbulenter, transsonischer Strömung eine Herausforderung. Ein wichtiger Grundstein zur weiteren Verbesserung der Turbomaschine sind deshalb effiziente und effektive Werkzeuge, mit denen die Herausforderungen in der Auslegung beherrscht werden können (Grieb, 2009).

Diese Arbeit betrachtet den Auslegungsprozess von mehrstufigen Axialverdichtern. Diese setzen sich aus einer Vielzahl von Schaufelreihen zusammen, wobei jede Schaufel aus mehreren Verdichterprofilen gefädelt ist. In dieser Einführung wird zunächst der klassische aerodynamische Auslegungsprozess für Turbomaschinen vorgestellt. Darauf folgend wird auf das Verdichtergitter als eine zentrale Modellannahmen eingegangen, um daraus die Zielsetzung dieser Arbeit abzuleiten.

1.1. Der klassische Entwurfsprozess

Einen Überblick über den typischen aerodynamischen Auslegungsprozess für Turbomaschinen gibt Abbildung 1-1. Aus der Kreisprozessrechnung des Gesamtsystems können Anforderungen für die einzelnen Komponenten abgeleitet werden. Die darauf folgende Vorauslegung basiert hauptsächlich auf eindimensionalen Mittelschnittsrechnungen („mean-line“ oder „pitch-line“). Für Axialverdichter werden in dieser Phase die erste Geometrie des Strömungskanals, die Stufenanzahl, das Schaufelhöhen-Verhältnis, die Anzahl der Schaufeln, die Geschwindigkeitsdreiecke im Mittelschnitt und damit auch das Belastungsniveau jeder Stufe festgelegt. Fehler, die auf diesem Level unterlaufen, lassen sich später nur noch mit großem Aufwand beheben.

Im folgenden Schritt wird die Auslegung um die radiale Komponente erweitert, es wird aber weiterhin Axialsymmetrie angenommen. Dies ist die Domäne der S2-Rechenverfahren, unter die vor allem die Throughflow-Verfahren fallen. Am weitesten verbreitet sind dabei die Stromlinienkrümmungsverfahren (SLC). In einem inversen oder „design“-Modus werden die Arbeitsverteilung und die Strömungswinkel des Auslegungspunktes in axialer und radialer Richtung festgelegt. Danach können mit einem Nachrechenmodus weitere Betriebspunkte gerechnet werden. Auf Basis dieser Ergebnisse können dann für mehrere Schaufelschnitte Profile mit S1-Verfahren („blade-to-blade“) ausgelegt werden. Hier haben sich hauptsächlich Euler-Grenzschichtverfahren etabliert. Werden die Schaufelschnitte auf berechneten Stromflächen mit vorgegebener Kontraktion ausgelegt, werden diese Verfahren auch als quasi-dreidimensional (Q3D) bezeichnet.

Im nächsten Schritt werden aus den Profilgeometrien die dreidimensionalen Schaufelgeometrien er-

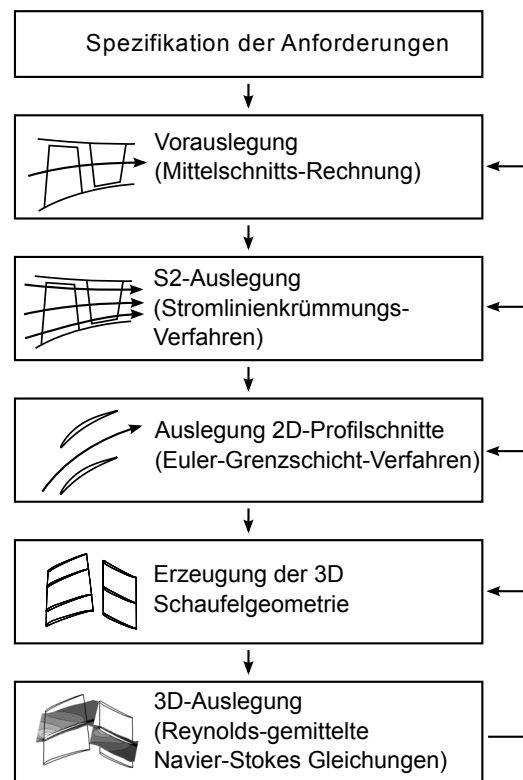


Abbildung 1-1 Übersicht über den klassischen aerodynamischen Auslegungsprozess einer Turbomaschine, angelehnt an (Casey, 1994a).

zeugt. Darauf aufbauend wird die Auslegung mit 3D CFD basierend auf den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes (RANS) Gleichungen weiterentwickelt. In der Praxis ist es inzwischen üblich, Auslegungsiterationen und auch numerische Optimierung mit stationären RANS-Rechnungen durchzuführen. Das Augenmerk gilt dabei vor allem transsonisch durchströmten Schaufelreihen, den Regionen an den Endwänden und der Sekundärströmung. Instationäre CFD kommt nur sehr gezielt in der Auslegung zum Einsatz und wird häufiger verwendet, um einzelne Phänomene, wie Verdichterin stabilität oder Fluid-Struktur-Interaktion, genauer zu untersuchen.

Sowohl Mittelschnittsrechnungen als auch S2-Rechnungen basieren auf empirische Korrelationen, um die Leistung einer Maschine zu berechnen. Dabei werden sowohl die Profil-, Spalt- und Seitenwandverluste als auch die Stabilität und die Blockage der Seitenwandgrenzschichten abgeschätzt. Im industriellen Einsatz basieren diese Korrelationen zu einem hohen Grad auf dem Erfahrungsschatz des Unternehmens, der sich über einen langen Zeitraum aufgebaut hat und über Testkampagnen und Produktzyklen hinweg erarbeitet wurde. Diese Erfahrung fließt in die ein- und zweidimensionalen Auslegungsprogramme ein, die über Jahrzehnte gepflegt werden. Im Vergleich zu 3D CFD Verfahren sind diese Programme daher meistens proprietär. Durch diese Abstimmung der Auslegungswerkzeuge auf die Produktpalette lassen sich genaue Ergebnisse erzielen. Damit ähneln neue Auslegungen häufig auch den vorhergegangenen (Casey, 1994a). Dies dient auch der Risikominimierung in der Produktentwicklung.

Durch die steigende Verfügbarkeit von Rechenressourcen können inzwischen viele Auslegungsiterationen mit 3D CFD durchgeführt werden. Deshalb werden inzwischen auch zweidimensionale

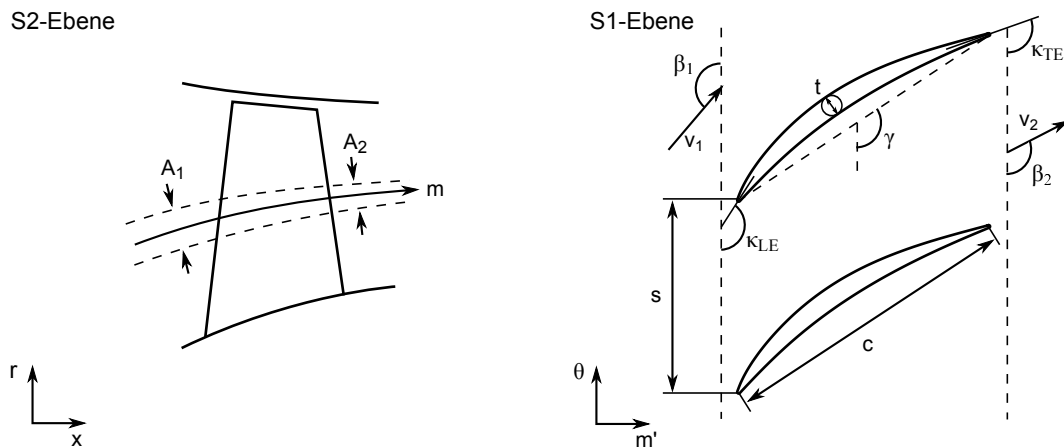


Abbildung 1-2 Geometrische und aerodynamische Definitionen in der S1- und S2-Ebene.

Verfahren häufig zur Vorauslegung gezählt. Dabei stehen 1D-, 2D- und 3D-Rechenverfahren nicht in Konkurrenz. Stattdessen liefern 1D- und 2D-Codes die Randbedingungen für 3D-Verfahren und der Informationsgewinn aus der 3D-Strömung kann in die Verfahren niedriger Dimensionalität zurückgeführt werden. Zu der Bedeutung von 1D- und 2D-Verfahren in der Auslegung stellt Cumpsty (2010) ein Gedankenspiel auf: er nimmt an, dass ein perfektes 3D CFD-Verfahren verfügbar ist, das die instationäre, dreidimensionale Verdichterströmung exakt beschreibt. Ein solches Verfahren würde bei einer Neuauslegung aber nicht dabei helfen grundlegende Fehler in der Stufenabstimmung gezielt zu identifizieren, da eine Strömungslösung für den gewünschten Betriebspunkt eventuell gar nicht existiert und somit keine konvergente Lösung gefunden werden kann. Für solche Untersuchungen werden robuste 1D- und 2D-Verfahren den Ingenieur schneller in die Richtung einer Lösung führen.

1.2. Das Verdichtergitter

Ein zentrales Modell für die Auslegung von Verdichtern ist das Verdichtergitter. Wird eine Schaufelreihe mit einer Stromfläche verschnitten, erhält man ein unendlich ausgedehntes Verdichtergitter, wie es in Abbildung 1-2 dargestellt ist. Das Verdichtergitter wird für gewöhnlich mit dem in der Stromfläche liegenden $m' - \theta$ Koordinatensystem beschrieben. Dabei ist θ der Umfangswinkel und die m' -Koordinate wird als

$$m' = \int \frac{dm}{r} = \int \frac{\sqrt{dx^2 + dr^2}}{r} \quad (1-1)$$

definiert (Drela und Youngren, 1996). Diese Transformation vom physikalischen in das $m' - \theta$ Koordinatensystem ist winkeltreu. Damit müssen Parameter wie Strömungswinkel nicht transformiert werden. Unter der Voraussetzung geringer 3D-Einflüsse liefert dieses Modell ein fundamentales Verständnis für die Strömung im Verdichter.

Wesentliche geometrischen Merkmale des Verdichtergitters sind die Sehnenlänge c und die Teilung s , aus denen das dimensionslose Teilungsverhältnis s/c abgeleitet wird. Der Winkel zwischen der Eintrittsebene und der Sehne wird als Staffelnungswinkel γ bezeichnet. Die Profilgeometrie charak-

terisiert sich über die maximale Profildicke t und die Metallwinkel an Vorder- und Hinterkante κ_{LE} und κ_{TE} . Alternativ zur Profildicke wird in dieser Arbeit häufig die Querschnittsfläche des Profils a verwendet. Aus den Metallwinkeln kann die Profilwölbung abgeleitet werden $\phi = \kappa_{LE} - \kappa_{TE}$.

Das Verdichtergitter lenkt die Strömung in axialer Richtung um, wodurch sich die Umfangsgeschwindigkeit reduziert. Die damit verbundene Verzögerung des Fluids bewirkt den Druckaufbau. Der Betriebszustand eines Verdichtergitters ergibt sich aus den Geschwindigkeitsvektoren am Ein- und Austritt, aus denen sich der Zuströmwinkel β_1 und der Abströmwinkel β_2 ableitet. Die Strömungsgeschwindigkeit kann dimensionslos über die Machzahl beschrieben werden. Sie gibt das Verhältnis aus Strömungsgeschwindigkeit und Schallgeschwindigkeit an. Zur Charakterisierung der Strömung im Verdichtergitter wird die Machzahl an der Eintrittsebene gebildet:

$$M_1 = \frac{v_1}{\sqrt{\kappa R T_1}}, \quad (1-2)$$

mit der Temperatur T_1 am Eintritt. Neben der Machzahl ist die Profil-Reynoldszahl

$$Re = \frac{v_1 c}{\nu}, \quad (1-3)$$

eine weitere dimensionslose Größe zur Bewertung der aerodynamischen Ähnlichkeit. Sie wird mit der Sehnenlänge und den Bedingungen am Eintritt gebildet. Der Bereich der Reynoldszahl hat einen wichtigen Einfluss auf die Entwicklung der Grenzschicht, vor allem auf die Transition von laminarer zu turbulenter Strömung und damit auf die entstehenden Verluste und die Ablöseneigung.

Im Verdichter verändert sich der effektiv durchströmte Querschnitt durch die Kontraktion des Strömungskanals und die Seitenwandgrenzschichten. Dies prägt eine Kontraktion auf die Stromröhren auf, die einen wichtigen Einfluss auf die Belastung des Verdichtergitters hat. Als Maß dient das Verhältnis der Flächen zwischen Ein- und Austrittsebene, das unter Berücksichtigung der Kontinuitätsbedingung auch als ein meridionales Stromdichteverhältnis ausgedrückt werden kann:

$$MVDR = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\rho_2 v_{m,2}}{\rho_1 v_{m,1}}. \quad (1-4)$$

Auf der Saugseite des Profils muss die Strömungen einen adversen Druckgradienten überwinden. Eine typische Kennzahl zur Bemessung der Verzögerung (Diffusion) der Strömung, und damit der Belastung der Grenzschicht, ist der Diffusionsfaktor nach Lieblein u. a. (1953):

$$DF = 1 - \frac{v_2}{v_1} + \frac{v_{1,\theta} - v_{2,\theta}}{2v_1} \frac{s}{c}. \quad (1-5)$$

Ein Wert von ungefähr 0,45 ist typisch für den Auslegungspunkt. Werte über 0,6 dienen dagegen als Indikator für die Gefahr einer Grenzschichtablösung (Cumpsty, 2004).

Die Qualität eines Gitters lässt sich unter anderem über die entstehenden Verluste bewerten. Da sich der statische Druck und der Staupunktdruck gut messen lassen, hat sich der Totaldruckverlustbeiwert etabliert. Dieser ist als die Totaldruckdifferenz zwischen Ein- und Austritt normiert mit dem

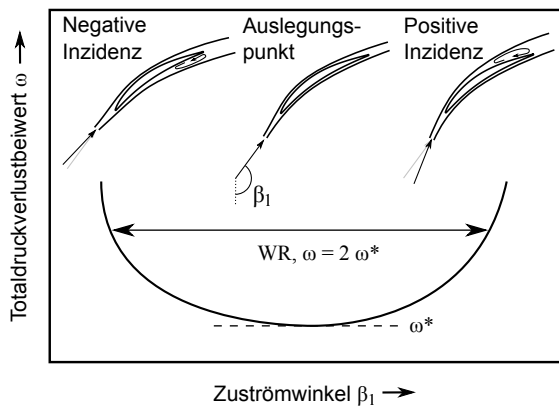


Abbildung 1-3 Skizziert Verhalten der Verluste und der Umströmung eines subsonischen Verdichtergitters im Auslegungspunkt und bei positiver und negativer Inzidenz.

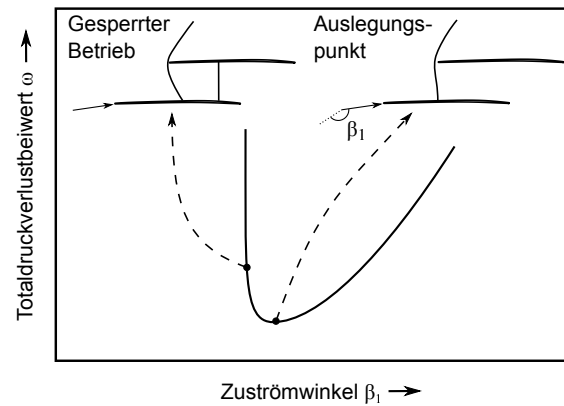


Abbildung 1-4 Skizziert Verhalten der Verluste und der Stoßlage eines transsonischen Verdichtergitters im Auslegungspunkt und im gesperrten Betrieb.

dynamischen Druck am Eintritt definiert:

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \quad (1-6)$$

Das Verhalten der Verluste bei einer Variation des Zuströmwinkels wird als Verlustpolare oder Verlustcharakteristik bezeichnet, wie in Abbildung 1-3 exemplarisch aufgetragen. In dieser Arbeit wird der minimale Verlust der Polare als ω^* bezeichnet. Für einen steigenden Zuströmwinkel, auch als positive Inzidenz bezeichnet, steigt die Belastung der Grenzschicht mit einem moderaten Verlustanstieg. Bei einer weiteren Steigerung der Inzidenz, wird ein Punkt erreicht an dem das Profil den geforderten Druckaufbau nicht mehr umsetzen kann und ein Strömungsabriss auf der Saugseite droht. Auch bei zu geringem Druckaufbau, also negativer Inzidenz, besteht die Gefahr eines Strömungsabrisse. Dieses Verhalten ist typisch bei kleinen Machzahlen ($M_1 \ll 1$). Dabei wird gewöhnlich der Arbeitsbereich des Profils als der Winkelbereich WR bezeichnet, für den $\omega(\beta_1) \leq 2 \cdot \omega^*$ gilt.

Bei steigenden Strömungsgeschwindigkeiten treten ab einer kritischen Zuströmmachzahl supersonische Bereiche auf der Saugseite auf und Verdichtungsstöße entstehen. Ab $M_1 > 1$ bildet sich eine Kopfwelle an der Vorderkante, die als beinahe senkrechter Verdichtungsstoß auf die Saugseite des benachbarten Profils trifft, wie in Abbildung 1-4 (rechts) schematisch dargestellt. Wird der Gegendruck vom Auslegungspunkt aus abgesenkt, bildet sich ein Gebiet zwischen der Saug- und der Druckseite der benachbarten Profile mit Machzahlen größer oder gleich eins. Über diesen Bereich kann keine Information mehr entgegen der Strömungsrichtung übertragen werden. Entsprechend ändert sich bei einer weiteren Absenkung des Gegendrucks der Strömungswinkel am Eintritt nicht mehr und das Verdichtergitter sperrt. In der Auftragung von Verlust über Zuströmwinkel lässt sich dies als senkrechter Ast erkennen (Abbildung 1-4 links). Im gesperrten Betrieb können zwei Strömungszustände unterschieden werden: Bei Zuströmmachzahlen um die 1 sperrt ein Verdichtergitter typischerweise mit einem Mach 1 Durchgang im Engquerschnitt zwischen den Profilen. Dieser Betrieb wird als ungestartet bezeichnet. Bei höheren Machzahlen und einer an der Vorderkante anliegenden Kopfwelle kann es auch zu einem Sperren durch eine Expansionswelle im Eintrittsbereich

des Verdichtergitters kommen. Dies wird als gestarteter Betrieb oder als „unique incidence“ bezeichnet. Weiterführende Literatur zu Verdichtergittern bei supersonischer Zuströmung findet sich in Lichtfuss und Starken (1974) und Cumpsty (2004).

1.3. Zielsetzung

Die Entwurfsaufgabe für ein Verdichterprofil ergibt sich meist aus einem Throughflow-Design und besteht aus den Geschwindigkeitsdreiecken vor und hinter einer Schaufelreihe und zusätzlichen geometrischen Randbedingungen wie Teilung und Profildicke. Die detaillierten Beschreibungen im Bericht NASA-SP-36 (Johnsen und Bullock, 1965) zum Einsatz von NACA-65 Profilen im Verdichterbau haben bis in die 70er Jahre hinein den Stand der Technik geprägt. Aufgrund steigender Anforderungen an Wirkungsgrad und aerodynamische Stabilität wurden erst für transsonische und später auch für subsonische Stufen maßgeschneiderte Profile entwickelt. Weiteres Potential bietet die dreidimensionale Gestaltung der Schaufelgeometrie, zum Beispiel mit Freiformflächen. Zur vollen Beschreibung der dreidimensionalen Geometrie mit Freiformflächen sind allerdings mehrere Dutzend Parameter pro Schaufelreihe nötig. Entsprechend bewegt sich die Auslegung eines modernen vielstufigen Axialverdichters in einem riesigen Designraum mit mehreren hundert Freiheitsgraden.

In dieser Arbeit soll die hohe Anzahl der Freiheitsgrade reduziert werden, indem auf im Voraus optimierte Profile zurückgegriffen wird. Diese Profile bilden eine neue Profilsérie bzw. Profilsystematik. Damit lassen sich wiederkehrende Auslegungsaufgaben vermeiden und es werden Zeit und Kosten gespart. Der aerodynamische Auslegungsprozess dieser Arbeit ist in Abbildung 1-5 skizziert. Im Vergleich zu Abbildung 1-1 ist der Auslegungsprozess um die neue Profilsystematik ergänzt. Sie ersetzt die S1-Auslegung und befindet sich somit an der Schnittstelle zwischen S2- und 3D-Auslegung. In dieser Arbeit wird die Profilsystematik mit dem Namen VCC (Versatile Compressor Cascades) bezeichnet.

Als Basis für die Profilsérie dient eine Auslegungsstrategie, die Profilgeometrien für unterschiedliche Entwurfsaufgaben erzeugt. Dieser Prozess ist in der Abbildung 1-5 Mitte-Rechts dargestellt. Dazu wird die Entwurfsaufgabe für ein Verdichterprofil über einen Vektor an Entwurfsanforderungen beschrieben. Dieser beinhaltet die drei geometrischen Größen Staffelungswinkel γ , Teilungsverhältnis s/c und Profildicke a/c^2 in Verbindung mit vier aerodynamischen Größen des Auslegungspunktes: Zuströmmachzahl M_1 , Stromröhrenkontraktion MVDR, Reynoldszahl Re und aerodynamische Belastung DF . Die Auslegungsstrategie beruht auf mathematischer Optimierung mit dem Ziel Profilgeometrien mit geringen Verlusten und breiten Arbeitsbereichen zu finden.

Auf der Basis der Optimierungsergebnisse kann ein funktionaler Zusammenhang zwischen dem Vektor der Entwurfsanforderungen und der optimalen Profilform abgeleitet werden. Dieser Zusammenhang definiert die Profilsystematik und ist in der Abbildung 1-5 Mitte-Links aufgetragen. Damit kann im Auslegungsprozess in Bruchteilen einer Sekunde eine optimale Profilform für eine gegebene Entwurfsanforderung gefunden werden. Danach lassen sich die Schaufelgeometrien automatisiert erzeugen und 3D CFD-Rechnungen können auf dieser Basis aufgesetzt werden.

Zur Beschreibung von modernen Profilen in Throughflow-Rechnungen wird im Rahmen dieser Arbeit außerdem eine neue Modellbildung für Verlust und Abströmwinkel entwickelt, die automatisiert über S1-Rechnungen kalibriert wird. Dieser Prozess ist im Schaubild 1-5 Oben-Rechts einge-

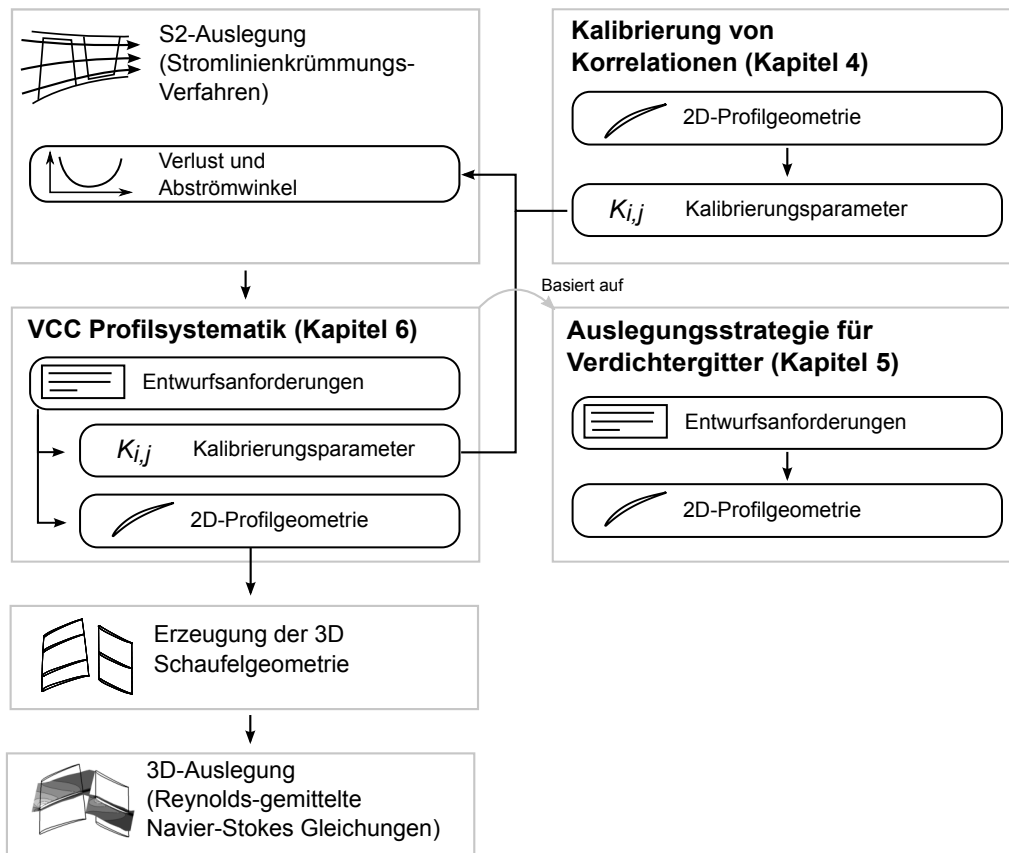


Abbildung 1-5 Übersicht über den aerodynamischen Auslegungsprozess dieser Arbeit.

tragen. Dabei soll es möglich sein, sowohl die Profile der Systematik, als auch andere Profilformen zu beschreiben, damit auch existierende Verdichter, welche nicht auf der VCC-Systematik basieren, bewertet werden können.

Für die neue Profilsystematik soll nachgewiesen werden, dass sie für den Einsatz im mehrstufigen Verdichter geeignet ist. Dazu wird ein 15-stufiger Verdichter mit Profilen aus der Systematik ausgestattet und mit Throughflow und 3D CFD bewertet. Zusätzlich soll demonstriert werden, wie die Verdichterauslegung mit Throughflow in Verbindung mit mathematischer Optimierung weiterentwickelt wird. Damit wird aufgezeigt, dass sich effiziente Verdichteroptimierungen mit der Profilsystematik umsetzen lassen.

1.4. Aufbau der Arbeit

Dieser Einleitung folgt im nächsten Kapitel eine Übersicht zum Stand der Technik. Darauf folgend werden in Kapitel 3 die numerischen Verfahren vorgestellt, die in dieser Arbeit zum Einsatz kommen. Die nachfolgenden drei Kapitel beschreiben die drei methodischen Hauptkomponenten aus Abbildung 1-5. In Kapitel 4 wird die Modellierung von Verlust- und Abströmwinkel von Verdichtergittern skizziert. Anschließend wird die automatisierte Auslegungsstrategie für Verdichterprofile beschrieben, mit der Geometrien für unterschiedliche Anforderungen optimiert werden können.

Auf Basis dieser Auslegungsstrategie wird in Kapitel 6 der Aufbau der Profilsystematik vorgestellt. Um das Verhalten der neuen Profile in der dreidimensionalen Strömung zu bewerten, wird nachfolgend ein existierender 15-stufiger Testverdichter mit neuen Profilen ausgestattet. In Kapitel 7 werden zuerst Schaufelschnitte so gewählt, dass die Geschwindigkeitsdreiecke mit denen der ursprünglichen Auslegung übereinstimmen. Anschließend wird in Kapitel 8 die Auslegung mit einem Optimierungsalgorithmus verbessert, mit dem Ziel Wirkungsgrad und Durchsatz zu erhöhen. Zuletzt folgt eine Zusammenfassung der Ergebnisse in Kapitel 9.

2. Stand der Technik

Der Auslegungsprozess von Turbomaschinen ist ein wichtiges Forschungsthema, an dem seit Jahrzehnten intensiv gearbeitet wird. Dementsprechend ist eine vollständige Literaturübersicht nahezu unmöglich. Für die Grundlagen dieses Themengebiets wird an dieser Stelle auf die Bücher von Cumpsty (2004) und Grieb (2009) und die Vortragsreihe AGARD-LS-195 (Casey, 1994b) verwiesen. Im Folgenden wird auf drei Themenkomplexe näher eingegangen: die Evolution der Profilgeometrie sowohl für sub- als auch für supersonische Zuströmung, die Modellierung von Verlust und Abströmwinkel mit empirischen Korrelationen sowie aktuelleren Ansätzen und Auslegungsverfahren für mehrstufige Axialverdichter mit Fokus auf der Anwendung mathematischer Optimierungsstrategien.

2.1. Entwicklung der Profilgeometrie

Die Auslegung von Profilgeometrien hat eine lange Historie, die Anfang des letzten Jahrhunderts mit systematischen Untersuchungen von Tragflügeln in Windkanalversuchen begann. Im Folgenden wird zuerst auf die Evolution von Verdichterprofilen für Unterschallströmung eingegangen, bevor die Besonderheiten bei supersonischer Zuströmung betrachtet werden.

2.1.1. Subsonische Verdichtergitter

Die Entwicklung von Verdichterprofilen für Unterschallströmung wird hier in drei Generationen aufgeteilt, die sich hauptsächlich durch die Herangehensweise bei der Auslegung unterscheiden. Abbildung 2-1 zeigt je einen Vertreter dieser drei Generationen. Die erste Generation ist geprägt von Untersuchungen im Windkanal und einfachen theoretischen Überlegungen. Die Geometrien leiten sich hauptsächlich von Tragflügelprofilen ab und wurden auf die Verdichterauslegung übertragen. Besonders erwähnenswert sind die amerikanische NACA-65 Profilsérie, die britische C-Serie und die Double Circular Arc (DCA) Profile. Bis in die 1970er Jahre definierten diese Profilsfamilien den Stand der Technik (Lieblein und Johnsen, 1961; Johnsen und Bullock, 1965). Für subsonische Stufen wurden NACA-65 Profile aber auch noch bis in die 1990er Jahre eingesetzt.

In den 1970er und 1980er Jahren verbreiteten sich rechnergestützte Verfahren zur Beschreibung der Strömung und ermöglichten eine neue Generation von Verdichterprofilen. Die neue Auslegungsmethodik ist durch zwei Arten von Rechenverfahren geprägt: zum einen entstanden Programme, die

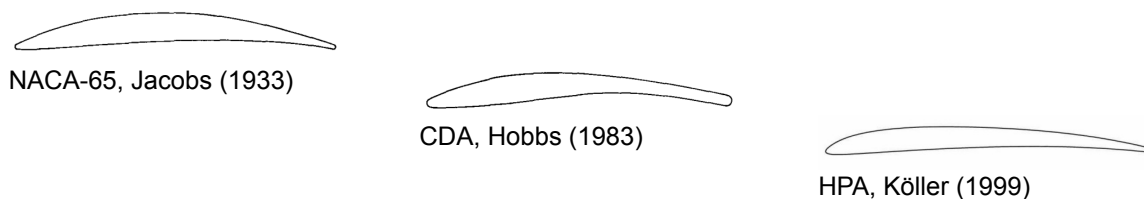


Abbildung 2-1 Entwicklung der Profilgeometrie für den Einsatz im Verdichter.

das reibungsfreie Strömungsfeld berechnen, zum anderen wurden Programme entwickelt, um die Grenzschichtentwicklung entlang der Profiloberfläche zu bestimmen. Diese beiden Verfahren lassen sich zu einer inversen Auslegungsstrategie kombinieren. Dabei gibt der Auslegungssingenieur einen Geschwindigkeitsverlauf entlang der Profiloberfläche vor, woraus die dazugehörige Profilgeometrie berechnet wird. Diese Rechenverfahren ermöglichten es auch, lokale Überschallgebiete zu beschreiben und somit Profile auszulegen, die bei überkritischer Zuströmung Verdichtungsstöße vermeiden (Rechter u. a., 1985). Bei Pratt & Whitney entstanden daraus die „Controlled Diffusion Airfoils“ (CDA), die von Hobbs und Weingold (1984) vorgestellt wurden. Besonders charakteristisch ist eine beschleunigte Grenzschicht, bis der laminar-turbulente Umschlag zwischen 20% und 30% Sehnenlänge erfolgt. Die maximale Machzahl bleibt dabei unter 1,3, um einen starken Verdichtungsstoß zu vermeiden. Danach erfolgt eine kontrollierte Verzögerung bis zur Hinterkante. Durch die laminare Grenzschicht im Beschleunigungsbereich werden geringe Verluste erzielt. Die turbulente Grenzschicht im Verzögerungsbereich bewirkt eine hohe Robustheit gegenüber Strömungsablösung. Diese Entwicklung ermöglichte eine verlustarme Strömung im hohen Unterschall mit breiten Arbeitsbereichen. Später wurden superkritische Profile auch auf niedrigere Machzahlen und Schaufelschnitte am Gehäuse und an der Nabe übertragen (Behlke, 1986).

In den 1980er Jahren entstanden auch erste Löser, die die Euler-Gleichungen im Strömungsfeld und die Berechnung der Grenzschicht koppeln und gemeinsam lösen. Ein weit verbreiteter Vertreter dieser Euler-Grenzschichtverfahren ist MISES (Giles, 1985; Drela, 1986), das im nächsten Kapitel näher vorgestellt wird. Gleichzeitig brachte die Anbindung dieser direkten Verfahren an mathematische Optimierungsalgorithmen eine neue Herangehensweise in der Profilauslegung hervor, die damit die dritte Profilergeneration einleitet. Ein Vorreiter auf diesem Gebiet sind Hager u. a. (1992), die ein transsonisches Tragflügelprofil optimieren und dabei zwei Betriebspunkte auswerten, um auch das Verhalten bei Fehlanströmung zu berücksichtigen. Pierret und Van den Braembussche (1998) präsentieren mehrere optimierte Turbinenprofile und setzen dabei einen Löser für die Navier-Stokes Gleichung ein. Zur Beschleunigung der Optimierung kommt ein künstliches neuronales Netzwerk zum Einsatz.

Besonders hervorzuheben ist die Arbeit von Köller (1999). Er setzt eine direkte numerische Optimierungsstrategie in Kombination mit MISES ein, um eine Systematik optimaler Profilgeometrien für variierende Gitter- und Strömungsparameter zu erzeugen. Diese Profile sind speziell für weite Arbeitsbereiche optimiert, indem für jede Geometrie mehrere Betriebspunkte berechnet werden. Im Vergleich zu CDA Profilen, die für eine Anwendung in der Luftfahrt ausgelegt sind, sind diese „High Performance Airfoils“ (HPA) für den Einsatz in den hinteren subsonischen Stufen von stationären Gasturbinen optimiert. Bei den auftretenden hohen Reynoldszahlen ($> 10^6$) befindet sich der laminar-turbulente Umschlag nahe der Vorderkante, entsprechend kennzeichnend ist eine Position des Geschwindigkeitsmaximums bei 7% - 10% der Sehnenlänge. Aus den Ergebnissen der Arbeit wurden Korrelationen abgeleitet, um die optimale Profilgeometrie in Abhängigkeit von Gitter- und Strömungsparametern zu bestimmen. Die neue Systematik wurde durch detaillierte Tests im Gitterwindkanal validiert, in denen alle Eigenschaften bestätigt werden konnten (Küstters u. a., 2000). Auch in einem Testverdichter, der konsequent mit HPA Profilen ausgelegt wurde, konnte sich die Systematik bewähren (Mertens, 2006). Der Autor beschreibt, dass sowohl Messungen als auch 3D CFD-Rechnungen zeigen, dass sich die Profilsystematik für den Einsatz in vielstufigen Axialverdichtern eignet.

Die Auslegungsstrategie von Köller wurde auch von Sieverding u. a. (2004) aufgegriffen und auf eine subsonische Repetierstufe eines Industrieverdichters angewendet. Die ursprüngliche Auslegung verwendet NACA-65 Profile. Sowohl für den Rotor als auch den Stator wurden je drei neue Profile optimiert und erneut zu Schaufeln gefädelt. Simulationen mit 3D CFD zeigten einen höheren Wirkungsgrad und einen erweiterten Arbeitsbereich im Vergleich zur NACA-65 Auslegung. Im Experiment konnte nur der gesteigerte Arbeitsbereich bestätigt werden.

Sonoda u. a. (2004) und Schreiber u. a. (2004) stellen zwei Auslegungen eines Nachleitrads vor, die speziell für niedrige Reynoldszahlen mit evolutionären Algorithmen optimiert wurden. Bei den untersuchten niedrigen Reynoldszahlen spielt die Transition von einer laminaren zu einer turbulenten Grenzschicht eine wichtige Rolle. Die Autoren zeigen, dass die komplexe Aerodynamik bei niedrigen Reynoldszahlen, die maßgeblich vom Transitionspunkt abhängt, von automatisierter Optimierung beherrscht werden kann. Die Ergebnisse konnten auch im Gitterwindkanal bestätigt werden.

Ein Thema, das noch relativ wenig Aufmerksamkeit erfährt, ist die Auslegung unter Berücksichtigung von Unsicherheiten. Bei Unsicherheiten kann es sich dabei sowohl um Abweichungen im Betriebspunkt als auch um Fertigungsungenauigkeiten handeln. Hier ist besonders die Arbeit von Flassig u. a. (2008) zu nennen, in der eine Unsicherheit im Anströmwinkel sowie in der Profildicke innerhalb einer Optimierung angenommen wird. Das Ziel der Optimierung ist, sowohl Erwartungswert als auch Standardabweichung der Verlustantwort zu minimieren, um eine robuste Auslegung zu erreichen.

2.1.2. Transsonische Verdichtergitter

Vor 1950 waren die maximalen Machzahlen auf einen Wert von ungefähr 0,7 relativ zur Beschau felung beschränkt. Hauptsächlich die Bestrebungen nach kompakteren Bauweisen und damit auch geringerem Gewicht trieben die Machzahlen nach oben. Erste Auslegungen mit supersonischen Anströmmachzahlen waren im Vergleich zum damaligen Stand der Technik bei subsonischen Verdichtern von geringen Wirkungsgraden geprägt. Erst durch systematische Untersuchungen an Transsonikstufen bei der NACA konnten in den 1950er Jahren effiziente Auslegungen umgesetzt werden (Lieblein und Johnsen, 1961). In dieser Zeit wurden hauptsächlich „Double Circular Arc“ (DCA) Profile eingesetzt, die im Vergleich zu anderen Profilverien eine geringe Wölbung nahe der Vorderkante besitzen, womit eine Beschleunigung zu hohen Machzahlen vermieden wird. Durch theoretische Überlegungen und Experimente im Gitterwindkanal konnte die Strömung in der folgenden Zeit besser verstanden werden. Einen wichtigen Beitrag lieferte beispielsweise die Arbeit von Lichtfuss und Starken (1974), in der auch Auslegungsprinzipien vorgestellt werden. So entstand die typische Profilform für Überschallzuströmung: schlanke Profile mit elliptischen Vorderkanten und geringer Wölbung, die vor allem im Vorderbereich auf der Saugseite eine sehr geringe Krümmung aufweisen, um die Vorstoßmachzahl gering zu halten. Ein ausführlicher Überblick über die historische Entwicklung von Transsonikverdichtern wird von Calvert und Ginder (1999) gegeben.

Die Auslegungsmethodik unterscheidet sich stark von der Herangehensweise bei Profilen für subsonische Zuströmung. Anstatt Geometrien aus Profilverien zu verwenden, wurde schon sehr frühzeitig damit begonnen, Geometrien speziell für einzelne Schaufelschnitte auszulegen. Eine detaillierte Diskussion der transsonischen Strömung eines Verdichtergitters wird zum Beispiel von Schreiber und Starken (1992) gegeben. Die Autoren stellen eine Profilauslegung mit einer konkaven Saugsei-

te vor, die für eine Anströmmachzahl von 1,5 ausgelegt wurde und werten das Stoßsystems und die Grenzschichtentwicklung experimentell aus. Besonders erwähnenswert ist auch die Arbeit von Fuchs u. a. (1998), in der im Entwurfspunkt bei $M_1=1,25$ ein Totaldruckverlustbeiwert unter 8% im Gitterwindkanal erzielt wurde. Insgesamt ist die transsonische Strömung im Verdichtergitter inzwischen sehr gut verstanden, es bleiben aber noch immer Strömungseffekte, die noch nicht in ausreichendem Maß untersucht sind. Darunter fällt zum Beispiel die instationäre Wechselwirkung zwischen Verdichtungsstoß und Grenzschicht (Hergt u. a., 2018). Zusätzlich gilt es zu beachten, dass die Wechselwirkung zwischen den radialen Schnitten bei Transsonikrotoren wesentlich höher ist als bei subsonischen Rotoren (Cumpsty, 2004). Vor diesem Hintergrund sind es auch vor allem Transsonikstufen, bei denen frühzeitig 3D CFD-Verfahren im Auslegungsprozess eingesetzt wurden. Zusätzlich sind bei Transsonikrotoren strukturelle Aspekte entscheidender, da die Umfangsgeschwindigkeit und damit auch die Zentrifugalkraft höher liegen.

Die weitere Optimierung der zweidimensionalen Strömung bietet ab einem gewissen Punkt kaum noch Verbesserungspotential für die dreidimensionale Umströmung der Schaufel, ohne die Sekundärströmung und die Interaktion zwischen den Profilschnitten zu berücksichtigen. Deshalb sei an dieser Stelle auf den weiter unten folgenden Stand der Technik von 3D CFD zur Optimierung der Verdichterströmung verwiesen.

2.2. Modellierung von Verlust und Abströmwinkel

Für die S2-Auslegung von Axialverdichtern ist es nötig, das Betriebsverhalten der 2D-Gitter, aus denen sich die Verdichterschaufeln zusammensetzen, in hinreichender Güte abzuschätzen. Dazu wurde das Verhalten von Verdichtergittern seit den 1940er Jahren durch systematische Tests im Gitterwindkanal untersucht. Dabei wurden Variationen von aerodynamischen sowie geometrischen Parametern bei meist niedrigen Machzahlen vermessen.

Die Ergebnisse der Windkanalversuche wurden verwendet, um Korrelationen zu entwickeln, die das Betriebsverhalten mathematisch abbilden. Diese Korrelationen beschreiben das Verhalten meist durch eine Kombination aus Totaldruckverlustbeiwert ω und Minderumlenkung bzw. Deviation δ . Die Minderumlenkung $\delta = \beta_2 - \kappa_{TE}$ ist die Differenz zwischen Austrittswinkel β_2 und Metallwinkel des Profils an der Hinterkante κ_{TE} . Für eine anliegende Grenzschicht ist der Wert im Bereich weniger Grad. Es hat sich schon sehr früh eine feste Struktur herausgebildet, in welche Rechenschritte die empirischen Korrelationen aufgeteilt sind: Zuerst wird der Zuströmwinkel β_1^* für einen Referenzbetriebspunkt bestimmt („on-design“). Dieser bezieht sich meistens auf den Betriebspunkt mit minimalen Verlusten. Als Nächstes wird die dazugehörige Minderumlenkung δ^* bestimmt. Dieser Wert wird für das Verhalten bei Fehlanströmung („off-design“) korrigiert, um den finalen Wert δ zu erhalten. Der Verlust ist ähnlich aufgeteilt: zuerst wird der minimale Verlust im Referenzpunkt ω^* bestimmt, der dann für Fehlanströmung korrigiert wird, um den finalen Verlust ω zu erhalten.

Im Folgenden soll vermittelt werden, wie sich empirische Korrelationen entwickelt haben, welche systematischen Fehler sie beinhalten und welche neueren Entwicklungen es gibt. Dazu wird exemplarisch ein Blick auf die Vorhersage der Minderumlenkung geworfen. Es soll ausdrücklich kein umfassender Überblick über die Historie, beziehungsweise über existierende Korrelationen, gegeben werden, dafür sei auf Çetin u. a. (1987) oder Pfitzinger (1998) verwiesen.

Bereits 1950 führten die Studien von Carter (1950) auf Basis von Messungen der britischen C-Serie zu der bekannten Carterschen Deviationsregel. Sie wird verwendet um die Minderumlenkung im Referenzpunkt vorherzusagen:

$$\delta^* = m(\gamma)\phi\sqrt{\frac{s}{c}}, \quad (2-1)$$

mit der empirischen Funktion m in Abhängigkeit vom Staffellungswinkel γ . Diese Gleichung erfasst den Einfluss von drei dimensionslosen geometrischen Parametern auf die Abströmung. Mehr Einflussfaktoren wurden auch in der zugrundeliegenden Datenbasis nicht abgedeckt. In den Experimenten wurden nur Profile mit einer maximalen Dicke von $t/c = 10\%$ betrachtet. Auch der Einfluss der Stromröhrenkontraktion (MVDR) wurde noch nicht systematisch ausgewertet. Entsprechend tauchen diese Einflussfaktoren auch nicht in der Gleichung 2-1 auf, obwohl sie einen signifikanten Einfluss auf die Abströmung eines Verdichtergitters haben.

In der folgenden Zeit wurde eine Vielzahl weiterer Korrelationen zur Bestimmung der Minderumlenkung entwickelt. Die meisten basieren auf Carters Gleichung und erweitern diese um Korrekturterme. Besonders hervorzuheben sind die Korrelationen im Bericht SP-36 der NASA (Johnsen und Bullock, 1965), die auch heute noch Verwendung finden. Die im Bericht vorgestellten Korrelationen basieren auf den umfangreichen Messungen der NACA, bei denen ein MVDR von 1.0 eingestellt wurde. Dies stellt einen guten Ansatz dar, um andere Einflussparameter systematisch zu untersuchen, allerdings ist in einer realen Maschine die Kontraktion meist größer eins. Später wurden auch systematische Variationen der Kontraktion durchgeführt, aus denen Korrekturen abgeleitet werden konnten. Eine weiterentwickelte Version von Carters Deviationsregel der Firma Rolls-Royce wurde von Wright und Miller (1991) vorgestellt:

$$\begin{aligned} \delta^* = 1,13m(\gamma)(\phi\sqrt{\frac{s}{c}} + 3) + m_1(\gamma)(\frac{t}{c} - 0,05) \\ + m_2(\gamma)(\frac{1}{MVDR} - 1) + 0,8. \end{aligned} \quad (2-2)$$

Dabei sind m_1 und m_2 zusätzliche Funktionen vom Staffellungswinkel γ . Carters ursprüngliche Gleichung wird additiv und multiplikativ korrigiert, zusätzlich wird der Einfluss der Profildicke und der Stromröhrenkontraktion berücksichtigt. In beiden Fällen wird die Abhängigkeit vom Staffellungswinkel über eine empirische Funktion modelliert. Einschließlich der Modifikationen beschreibt Gleichung 2-2 den Einfluss von fünf dimensionslosen Einflussfaktoren auf die Minderumlenkung. Die Machzahl fließt dabei noch nicht ein. Für Gitter, die bei transsonischen Machzahlen arbeiten, skizzieren die Arbeiten von Swan (1961) und Jansen und Moffatt (1967) weitere Korrekturen für Kompressibilitätseffekte. Einen weiteren Überblick über Korrelationen für transsonische Axialverdichter gibt Çetin u. a. (1987). In der Arbeit wurden Tests von transsonischen Verdichtern aus den 1970er Jahren ausgewertet, um die Korrelationen für Verlust und Umlenkung zu verbessern.

Für die Vorhersage der Profilverluste sind die Veröffentlichungen von Lieblein (1957) sowie Koch und Smith (1976) zu nennen. Im Vergleich zur Minderumlenkung basiert die Vorhersage auf aerodynamischen Größen wie der maximalen Geschwindigkeit auf der Saugseite und den daraus resultierenden Grenzschichtparametern.

Es wird klar, dass die Beschreibung von Verlust und Minderumlenkung auf Basis empirischer Kor-

relationen unter einem Fluch der Dimensionalität leidet: zusätzliche Einflussparameter erhöhen die Anzahl der möglichen Parameterkombinationen, diese müssen nicht nur durch die mathematischen Modellen beschrieben, sondern auch in kostenintensiven Messkampagnen systematisch untersucht werden.

Zusätzlich stellt sich das Problem, dass diese klassischen Korrelationen nicht ohne weiteres geeignet sind, moderne Profilformen zu beschreiben, die beispielsweise aus einer aerodynamischen Formoptimierung entspringen. Es wird zum Beispiel von Sans u. a. (2014) gezeigt, dass keine der untersuchten Korrelationen die Minderumlenkung eines neu ausgelegtem CDA Profils beschreibt. Erst durch eine Korrektur der NASA Korrelation aus dem Bericht SP-36 (Johnsen und Bullock, 1965) um $1,3^\circ$ konnte eine gute Übereinstimmung erzielt werden. Durch solche Korrekturen bekannter Korrelationen für neue Profiltypen können umfassende Messkampagnen teilweise vermieden werden.

Die Arbeiten von König u. a. (1996a) und König u. a. (1996b) versuchen, eine Neukalibrierung für moderne Profiltypen zu vermeiden, indem die Autoren eine umfassende Modellierung von Verlust und Deviation für sub- als auch supersonische Zuströmung aufstellen, die zusätzliche geometrische Parameter berücksichtigt. Dabei wurden insgesamt acht, im Windkanal vermessene, Profile betrachtet, von denen die meisten in den 1980er ausgelegt wurden. Zur Modellierung der Minderumlenkung wird eine schnelle Singularitätsmethode verwendet. Die Ergebnisse dieser Methode müssen allerdings weiterhin durch Korrelation korrigiert werden.

Mit den heutzutage verfügbaren Rechenressourcen ist es naheliegend, anstelle von Experimenten im Gitterwindkanal numerische Experimente durchzuführen. Pfitzinger (1998) skizziert einen Ansatz, bei dem berechnete Gittercharakteristiken abgespeichert und später zur Vorhersage von Profilverlust und Strömungsumlenkung verwendet werden. In der Arbeit wird eine große Anzahl von Strömungsrechnungen für die NACA-65 Serie durchgeführt, die dann über Interpolationsroutinen und über Korrelationen in ein Throughflow-Verfahren eingebunden werden. Zu den vom Autor beschriebenen Problemen gehören unvollständige und diskontinuierliche Datenpunkte, die eine Interpolation erschweren. Dementsprechend ist eine direkte Interpolation nicht empfehlenswert.

Ein weiteres Beispiel für die Entwicklung von Korrelationen mithilfe numerischer Experimente ist die Arbeit von Banjac u. a. (2014). Auf Basis systematischer Untersuchungen mit dem Euler-Grenzschichtverfahren MISES werden algebraische Korrelationen zur Beschreibung von Vorleiträdern erstellt. Die Modellierung enthält zusätzliche Korrekturen für Sekundärströmungseffekte, die über 3D CFD-Rechnungen kalibriert werden.

Schmitz u. a. (2011) und Schmitz u. a. (2012) trainieren ein künstliches neuronales Netz, um den Abströmwinkel und die Verluste von Verdichterprofilen zu beschreiben. Dazu werden tausende Profilgeometrien und Zuströmbedingungen in einem 15-dimensionalen Raum zufällig ausgewählt und mit MISES gerechnet. Es stellt sich das Problem, dass der Teilraum von sinnvollen Profilgeometrien mit entsprechenden Zuströmbedingungen verschwindend gering ist. Viele der gesammelten Daten sind damit nur von geringem Nutzen bei der Auslegung von effizienten Verdichtern. Zusätzlich werden viele im Vorentwurf wichtige Parameter, wie z.B. die kritische Zuströmmachzahl, die Inzidenz des minimalen Verlustes oder der Sperrwinkel, nicht von dem neuronalen Netz modelliert.

Anstelle des üblichen Ansatzes, Profilkorrelationen über Daten von 2D-Gittern zu kalibrieren, wurden in der Literatur auch Strategien vorgestellt, bei denen die Korrelationsparameter innerhalb eines Throughflow oder Mean-Line-Rechenprogramms an Messungen von Kennfeldern anpasst werden

(Hansen und Kappis, 2001; Pachidis u. a., 2008). Dabei muss beachtet werden, dass ein Kennfeld nur vergleichsweise wenige Datenpunkte liefert und entsprechend die Anzahl der freien Korrelationsparameter eingeschränkt werden sollte.

Zusammengefasst bietet die öffentlich verfügbare Literatur gute Modelle für klassische Profildfamilien. Sobald neue Profilformen in der Auslegung eingesetzt werden sollen, muss überprüft werden, ob die klassischen Korrelationen noch geeignet sind, um Verlust und Abströmung zu beschreiben. Vor diesem Hintergrund wird in Kapitel 4 eine Strategie vorgestellt, um algebraische Korrelationen automatisiert an neue Profilformen anzupassen.

2.3. Auslegungsverfahren für mehrstufige Axialverdichter

Nachdem in den beiden vorhergegangenen Abschnitten die Auslegung von Verdichtergittern und die Modellierung ihres Betriebsverhaltens behandelt wurde, soll hier auf die Auslegung mehrstufiger Axialverdichter eingegangen werden. Zuerst wird vorgestellt, welche Programmpakete zur Verdichterauslegung existieren. Danach liegt der Fokus zuerst auf den schnellen Throughflow-Verfahren, bevor aufgezeigt wird, welche Potentiale mit rechenintensiven 3D CFD-Simulationen geschöpft werden können. Zusätzlich wird erläutert, wie mathematische Optimierung Einzug in den Auslegungsprozess erhält.

2.3.1. Programmpakete

Programmpakete zur Verdichterauslegung werden zum einen von Unternehmen, zum anderen aber auch von Universitäten und Forschungseinrichtungen entwickelt. Die Hersteller von Flugtriebwerken und stationären Gasturbinen arbeiten meist selbst an proprietären Programmpaketen, die streng gehütet werden, um auch langfristig den Vorsprung vor der Konkurrenz zu sichern. Über die Details dieser Verfahren ist wenig bekannt. Deswegen beschränken sich die meisten der hier vorgestellten Arbeiten auf Entwicklungen an Universitäten und Forschungseinrichtungen. Bei einigen Arbeiten lassen Autoren oder Danksagungen aber vermuten, dass Auslegungsverfahren aus der Industrie verwendet werden.

Besonders erwähnenswert ist das Programmpaket von Denton (2017), das frei zugänglich ist und unterschiedliche Verfahren zur Auslegung von Turbomaschinen bietet. Das Paket beinhaltet Werkzeuge zur Erzeugung und zur Modifikation von Geometrie, ein Mean-Line, ein Throughflow und ein 3D CFD-Verfahren. Zur Erzeugung der Schaufelgeometrien werden unterschiedliche Möglichkeiten geboten, ein Zugriff auf optimierte Profile, wie in dieser Arbeit vorgestellt, ist aber nicht vorgesehen. Eine weitere detaillierte Vorstellung einer Entwurfsumgebung findet sich in (Banjac und Petrovic, 2018b; Banjac und Petrovic, 2018a). Die vorgestellte Software beinhaltet ein Mean-Line-Verfahren, das auf Basis weniger Eingabeparameter eine erste Auslegung generieren kann, die dann direkt mit einem Throughflow-Verfahren weiterentwickelt werden kann. Zur Demonstration betrachten die Autoren eine Neuauslegung des EEE-Verdichters (Holloway u. a., 1982). Zusätzlich wird ein achstufiger Verdichter neu ausgelegt und mit 3D CFD nachgerechnet.

Des Weiteren haben sich einige Unternehmen etabliert, die Software und Dienstleistungen speziell für die Turbomaschinenbranche anbieten. Dazu gehört zum Beispiel Concepts NREC (2019), die eine breite Palette an Werkzeugen von der Vorauslegung bis hin zur Fertigung anbieten. Das enthaltene

Throughflow-Verfahren wird in (Anderson und Bonhaus, 2015) vorgestellt. Es ist sehr eng an den enthaltenen 3D CFD-Löser angebunden. Dies ermöglicht es, innerhalb einer Verdichtersimulation stufenweise 3D CFD oder Throughflow zu rechnen. In dem Throughflow-Verfahren werden verschiedene Profiltypen behandelt, indem mehrere Kalibrierungen hinterlegt sind. Weitere Anbieter von kommerziellen Softwarelösungen sind beispielsweise SoftInWay (2019), PCA Engineers (2019) und CFturbo (2019).

2.3.2. Throughflow-Verfahren

Die zugrundeliegende Annahme bei Throughflow-Verfahren ist eine stationäre und rotationssymmetrische Strömung, die eine Vereinfachung der zeitaufgelösten, dreidimensionalen Verdichterströmung darstellt. Damit können Schaufelgrenzschichten, Nachläufe, Sekundärströmung und Spaltströmung nicht mehr räumlich aufgelöst werden. Stattdessen müssen die Auswirkungen der dreidimensionalen Strömungsphänomene auf Verlust, Umlenkung und Blockage durch Modelle beschrieben werden, die auf empirischen Erkenntnissen beruhen. Dieser Abschnitt gibt einen kurzen Überblick über die Entwicklung der Throughflow-Verfahren. Details zur Implementierung des in dieser Arbeit verwendeten Programms finden sich in Kapitel 3.2.

Am weitesten verbreitet sind Stromlinienkrümmungsverfahren zur Berechnung der Meridianströmung. Diese basieren hauptsächlich auf den Arbeiten von Novak (1967) und Novak und Hearsey (1977). Als Alternative sind außerdem Feldmethoden verbreitet (Marsh, 1966), auf die hier aber nicht genauer eingegangen wird. Insgesamt hängt die Lösungsqualität allerdings stärker von den verwendeten empirischen Modellen ab als von dem eigentlichen Lösungsverfahren.

In einem Stromlinienkrümmungsverfahren ist die Grundgleichung des radialen Gleichgewichts reibungsfrei. Verluste werden in die Rechnung eingefügt, indem die Entropie entlang der Stromlinien modifiziert wird. Adkins und Smith (1982) stellen fest, dass diese Annahme vor allem in den Randzonen zu Modellierungsfehlern führt. Des Weiteren merken die Autoren an, dass bei mehrstufigen Maschinen eine radiale Umverteilung von Entropie und Impuls stattfindet, die durch Sekundärströmung ausgelöst wird. Gallimore und Cumpsty (1986) führen eine Reihe von Experimenten durch und zeigen, dass der radiale Transport hauptsächlich auf turbulenter Diffusion basiert. Darauf wird, um die radiale Mischung in Throughflow-Rechnungen zu berücksichtigen, von Gallimore (1986) eine Modellierung auf Basis eines turbulenten Diffusionsprozesses vorgestellt. Durch die Einführung von Viskosität in die Gleichungen ist es nun auch möglich, eine Haftbedingung an den Wänden zu formulieren. Dies wird von Howard und Gallimore (1993) umgesetzt und später von Mönig u. a. (2000) verbessert. Die vorgestellten Ergebnisse liegen qualitativ und quantitativ sehr nah an 3D CFD-Ergebnissen.

2.3.3. Aerodynamische 3D-Auslegung

Die effiziente Simulation der 3D-Strömung im mehrstufigen Verdichter wurde mit dem „single-passage“-Ansatz von Adamczyk (1984) möglich. Durch die Berechnung der 3D Strömung lassen sich besonders Sekundärströmungseffekte analysieren und gezielt beeinflussen. Dies eröffnete neue Möglichkeiten bei der Verdichterauslegung. Zum Beispiel stellen Weingold u. a. (1997) vor, wie mit 3D CFD-Rechnungen ein „Bow“ für die Statoren eines Versuchsverdichters ausgelegt wird. Die positiven Effekte auf Wirkungsgrad und Stabilität konnten experimentell nachgewiesen werden. Ei-

ne umfassende Studie zur Strömung an den Endwänden mehrstufiger Axialverdichter wird von Auchoybur und Miller (2017) vorgestellt. Durch Erhöhung der Durchflusskenngroße in der Nähe der Endwände erzielen die Autoren Verbesserungen in der aerodynamischen Stabilität von bis zu 20%. Die Autoren empfehlen, schon frühzeitig in der Produktentwicklung 3D CFD einzusetzen, um die radiale Verteilung der Strömungsparameter zwischen den Stufen anzupassen. Die Ergebnisse der 3D CFD-Rechnungen lassen sich dann in die Throughflow-Auslegung zurückführen.

Bis heute sind stationäre Simulationen der Industriestandard für die aerodynamische Auslegung von Turbomaschinen. Manche Potentiale können aber erst mit instationären Simulationen untersucht werden, wie zum Beispiel die Applikation von nicht umfangssymmetrischen Gehäusestrukturierungen über dem Rotor (Goinis und Nicke, 2016). Eine spannende Studie, die zeigt, dass sich instationäre Effekte auch auf die optimale Belastungsverteilung entlang der Sehnenlänge auswirkt, wird von Tiralap u. a. (2017) vorgestellt. Die Autoren betrachten die Interaktion des Rotorspaltwirbels mit dem folgenden Stator und stellen fest, dass die Interaktion positiv beeinflusst werden kann, indem der Rotorschnitt am Gehäuse „aft-loaded“ und der dazugehörige Statorschnitt „fore-loaded“ ausgeführt wird.

In der vorliegenden Arbeit werden 3D CFD-Analysen verwendet, um die Auslegungen, die mit S1- und S2-Rechenverfahren durchgeführt wurden, zu überprüfen. Dazu kommt der Strömungslöser TRACE zum Einsatz, der in Kapitel 3.3 genauer vorgestellt wird.

2.3.4. Auslegung mit mathematischen Optimierungsverfahren

Wie auch auf Profilebene, bieten sich mathematische Optimierungsalgorithmen an, um nach optimalen Verdichterauslegungen im hochdimensionalen Designraum zu suchen. Eine frühe Optimierungsstudie wird von Hearsey (1989) vorgestellt. Er optimiert die Auslegung des EEE-Verdichters (Holloway u. a., 1982) auf Basis von Throughflow-Berechnungen. Dabei betrachtet er unterschiedliche Parametrisierungen des Verdichters bis hin zu 89 Designparametern. Um die aerodynamische Stabilität der Auslegungen sicherzustellen, werden Restriktionen an die De-Haller-Zahl gesetzt. Holt und Bassler (1991) verwenden ein System zur automatisierten Auslegung, das auf Heuristiken, numerischer Optimierung und einem Expertensystem beruht. Weitere Optimierungen auf der Basis von Throughflow-Rechnungen finden sich in (Massardo u. a., 1990; Oyama und Liou, 2002).

Im Allgemeinen stellt die Kombination aus Throughflow und mathematischer Optimierung hohe Anforderungen an das Throughflow-Verfahren. Bei einer manuellen Optimierung ändert ein erfahrener Ingenieur nur eine Handvoll Parameter und hält sich dabei eng an ein Ausgangsdesign und seinen Erfahrungshorizont. Dabei kennt er die Unzulänglichkeiten des zugrundeliegenden Modells und weiß, wie man die Ergebnisse interpretiert. Ein automatisierter Optimierungsprozess kann eine solche differenzierte Bewertung nicht bieten. Aus diesem Grund warnt Casey (1994a) davor, dass Methoden der Vorauslegung nicht hinreichend genau sind, um in Verbindung mit mathematischer Optimierung eingesetzt zu werden. Die zugrundeliegenden empirischen Korrelationen basierten auf einfachen mathematischen Zusammenhängen und seien in ihrer Gültigkeit limitiert. Er sieht zwar die Chance, dass durch den Einsatz von Optimierungsalgorithmen radikal neue Lösungen gefunden werden können, solche Lösungen lägen aber häufig am Rand der Gültigkeit der Modellierung. Es sollte daher immer mit höherwertigen Verfahren untersucht werden, ob die erwarteten Verbesserungen nachvollzogen werden können.

Durch den Fortschritt der Computertechnologie hat sich für die Optimierung von ein bis zwei Stufen eine Bewertung mittels 3D CFD durchgesetzt. Benini (2004) stellt eine frühe Optimierung des transsonischen NASA Rotor 37 (Reid und Moore, 1978) vor. In der Studie kommt ein evolutionärer Algorithmus in Kombination mit einem RANS-Löser zum Einsatz. In der Optimierung betrachtet der Autor einen Betriebspunkt und mehrere Zielfunktionen. Eine zusätzliche Betrachtung der Strukturmechanik wird zum Beispiel von Li u. a. (2006) an NASA Rotor 67 (Strazisar u. a., 1989) demonstriert. In beiden Arbeiten wird nur die Rotorgeometrie modifiziert. Eine Optimierung, die dem Stand der Technik entspricht, wird von Siller und Aulich (2010) vorgestellt. Die Autoren präsentiert die Optimierung einer hoch belasteten Fan-Stufe mit einem Tandemstator. Die Anzahl der freien Geometrieparameter überschreitet die Hundert, es werden mehrere Betriebspunkte gerechnet und eine statische und dynamische Strukturanalyse wird innerhalb der Optimierung durchgeführt.

Insgesamt existieren erst wenige Veröffentlichungen zur Optimierung von mehrstufigen Verdichtern mit 3D CFD. Die Schwierigkeit liegt dabei in der großen Anzahl der Optimierungsparameter und dem Rechenaufwand. Ein interessanter Ansatz wird von Ikeguchi u. a. (2012) aufgezeigt: die Autoren stellen die Auslegung eines 14-stufigen Axialverdichters vor, bei der ein automatisiertes Profiloptimierungssystem angewendet wird, das mit einer darauf aufbauenden 3D CFD-Analyse kombiniert ist. Goinis (2018) stellt eine detaillierte Optimierung der Schaufelgeometrien in den Randzonen der hinteren acht Stufen eines stationären Gasturbinenverdichters vor. Das Ziel der Studie war die Steigerung des Wirkungsgrads bei einem Erhalt des Arbeitsbereichs. Der Verdichter wurde mit 3D CFD gerechnet und es wurden verschiedene Methoden eingesetzt, um die Anzahl an freien Parametern in der Optimierung zu reduzieren. Durch eine Anpassung der Schaufelgeometrien in den Randzonen, kombiniert mit einer Gehäusekonturierung, konnte der polytrope Wirkungsgrad um 0,45% gesteigert werden.

Ein alternativer Ansatz zur direkten Optimierung ist das inverse Design. Wie auch auf Profilebene, gibt der Ingenieur eine Geschwindigkeitsverteilung vor und ein Algorithmus sucht die dazugehörige Geometrie. Goto (1987) wendet eine inverse Auslegungsstrategie auf mehrere Profilschnitte eines Fans an. Die neue Auslegung des Fans wird im Prüfstand vermessen und gegen eine Auslegung mit NACA-65 Profilen verglichen. Das inverse Design besitzt einen höheren Wirkungsgrad und auch die Verluste der Profilschnitte fallen geringer aus, allerdings genügt der Arbeitseintrag im Auslegungsbetriebspunkt nicht mehr den Anforderungen. Van Rooij u. a. (2007) stellen ein Programmpaket vor, das zur Auslegung der 3D Beschaufelung von mehrstufigen Verdichtern verwendet werden kann. Die Autoren demonstrieren das Verfahren an den beiden Rotoren eines zweistufigen Verdichters.

Wie bereits erörtert, kommen im Auslegungsprozess von Turbomaschinen Verfahren zum Einsatz, die die Strömung unterschiedlich genau auflösen und damit eine unterschiedliche Lösungsqualität besitzen. Im klassischen Entwurfsprozess arbeitet sich der Auslegungsingenieur manuell in Richtung detaillierter und zeitintensiver Verfahren vor. Dazu untersuchen Poehlmann und Bestle (2012), wie die besten Verdichtergeometrien einer Optimierung mit einem Meanline-Verfahren in einer darauf aufbauenden Optimierung mit einem Throughflow-Verfahren verwendet werden können. Ein vergleichbarer Transfer wird von Joly u. a. (2012) vorgestellt. Dort wird das Ergebnis der Throughflow-Optimierung eines hoch belasteten Fans mit einer darauf folgenden 3D CFD-Optimierung mit zusätzlicher Berücksichtigung der Strukturmechanik weiter entwickelt.

Anstatt die Auslegung mit mehreren Gütestufen sequentiell und aufeinander aufbauend zu bear-

beiten, existieren Ansätze, um Simulationen unterschiedlicher Güte parallel innerhalb einer Optimierung zu verarbeiten. Dabei entscheidet der Optimierungsalgorithmus, mit welcher Güte Zielfunktionen und Nebenbedingungen ausgewertet werden sollen, um einen möglichst schnellen Fortschritt in der Optimierung zu erzielen. Diese Verfahren werden auch als „multifidelity“-Optimierungsstrategien bezeichnet. Beispielhafte Anwendungen können in folgenden Literaturstellen gefunden werden: Forrester u. a. (2007), Brooks u. a. (2011) und Schmitz (2020).

2.3.5. Betrachtung des Gesamtsystems

Im klassischen Auslegungsprozess einer Gasturbine werden die Geometrie- und Strömungsgrößen an den Schnittstellen zwischen den einzelnen Komponenten in einem sehr frühen Stadium festgelegt. Die Auslegung der Komponenten wird dann meist von Fachabteilungen übernommen. Durch jahrzehntelange Forschung ist die Leistung der Komponenten zu einem hohen Grad optimiert. Weiteres Potenzial liegt noch in der Optimierung des Gesamtsystems der Gasturbine. Es ist noch nicht möglich, die Gasturbine dreidimensional räumlich aufgelöst mit einer vollständigen Kopplung der verschiedenen Disziplinen wie Strömungs- und Strukturmechanik zu simulieren. Deshalb bieten sich für diese Aufgabe Methoden aus dem Bereich der Vorauslegung an, die miteinander gekoppelt die gesamte Gasturbine beschreiben. Aktuelle Arbeiten zu diesem Thema beinhalten beispielsweise die Arbeit von Ghisu u. a. (2011a), in der eine schnittstellenübergreifende Entwurfsumgebung vorgestellt wird, die Optimierungsalgorithmen einbettet. Im zweiten Teil der Arbeit werden die Algorithmen auf den Entwurf des Verdichtungssystems eines Kerntriebwerks angewendet (Ghisu u. a., 2011b). Für Ansätze dieser Art spielt auch die Datenhaltung der Ergebnisse, die im Auslegungsprozess über unterschiedliche Disziplinen, Qualitätslevel und Komponenten anfallen, eine entscheidende Rolle. Reitenbach u. a. (2018) stellen ein zentrales Datenmodell vor, das die Gesamtheit der Daten, die im aerodynamischen Vorauslegungsprozess anfallen, strukturiert abspeichern kann. Der auf diesem Datenmodell aufbauende Entwurfsprozess wird anhand der Auslegung von drei unterschiedlichen Triebwerkskonfigurationen demonstriert.

3. Eingesetzte numerische Verfahren

Dieses Kapitel stellt vier Programme vor, die in den folgenden Kapiteln zur Optimierung der Verdichterströmung eingesetzt werden: das Euler-Grenzschichtverfahren MISES, das Stromlinienkrümmungsverfahren ACDC, das 3D CFD-Verfahren TRACE und die Optimierungsumgebung AutoOpti.

3.1. S1-Rechenverfahren MISES

In der in dieser Arbeit vorgestellten Auslegungsmethode für Verdichtergitter wird die ebene Gitterströmung mit dem Löser MISES berechnet, der am MIT entwickelt wurde (Drela, 1986; Drela und Youngren, 1996). Das Programm beschreibt die Hauptströmung mit den stationären Euler-Gleichungen und diskretisiert diese auf einem zweidimensionalen Gitter. Diese werden mit einer kompressiblen, integralen Grenzschichtrechnung gekoppelt und gemeinsam in einem Gleichungssystem gelöst. Dabei gilt die Annahme, dass die Grenzschicht und der Nachlauf das reibungsfreie Strömungsfeld nur durch ihre Verdrängung beeinflussen. Ein Beispiel für ein Rechennetz einer konvergierten Lösung ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Das Netz besteht aus einem einzigen Block. Im Zoom auf die Hinterkante lässt sich erkennen, dass diese nicht geometrisch aufgelöst wird, genauso wenig wie der Nachlauf. Dieser wird als eine Fortsetzung der Grenzschicht behandelt. Die Diskretisierung der Strömungsgrößen im Strömungsfeld erfolgt mit dem Finite-Volumen-Ansatz. Während des Berechnungsvorgangs wird die Position der Gitterpunkte angepasst, bis in der konvergierten Lösung zwei Kanten einer Rechenzelle mit den Stromlinien zusammenfallen. Durch die Formulierung der Erhaltungsgleichungen entlang von Stromröhren können Massen- und Energieerhaltung explizit berechnet werden und nur die Impulserhaltung muss iterativ gelöst werden. Da die Grenzschicht nicht mit Netzzellen aufgelöst wird, werden im Vergleich zu einem RANS Ansatz wesentlich kürzere Rechenzeiten erzielt.

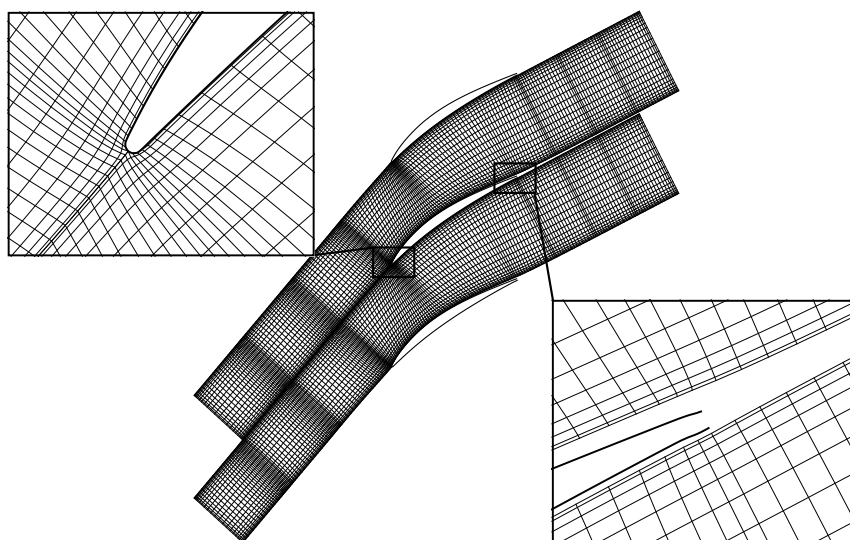


Abbildung 3-1 MISES Rechennetz für eine konvergierte Lösung.

Die Stromröhrenkontraktion (MVDR) über das Verdichtergitter wird in MISES mithilfe einer Kontraktion der Schichthöhe modelliert. Für die hier vorgestellten Simulationen wird angenommen, dass die Schichthöhe linear zwischen Vorder- und Hinterkante variiert. MISES umfasst zwar Modelle für den laminar-turbulenten Umschlag, alle Berechnungen dieser Arbeit werden aber unter der Annahme einer voll turbulenten Grenzschicht durchgeführt.

Der Löser hat sich sowohl in der Industrie als auch in der Forschung etabliert und ist in einem hohen Maß durch Experimente validiert. Eine sehr ausführliche Analyse, die Experimentaldaten und MISES-Ergebnisse vergleicht, wird von Küsters u. a. (2000) für Unterschallgitter vorgestellt. Die Ergebnisse der Autoren zeigen eine gute Übereinstimmung im gesamten Arbeitsbereich. Auf dieser Datenbasis folgert Köller (1999), dass MISES sich ausgezeichnet für die Auslegung von subsonischen Profilen eignet und dass für weitere subsonische Entwurfsaufgaben keine Absicherung im von den Autoren durchgeführten Umfang notwendig ist. Vergleiche zu Messungen bei transsonischen Bedingungen werden von Youngren (1991) und Fuchs u. a. (1998) präsentiert. Der hohe Grad an Validierung sowie die Rechengeschwindigkeit machen MISES zu einer guten Wahl für diese Arbeit.

3.2. S2-Rechenverfahren ACDC

Die Throughflow-Rechnungen für diese Arbeit werden mit dem am DLR entwickelten Stromlinienkrümmungsverfahren ACDC durchgeführt (Schmitz u. a., 2012). In diesem Abschnitt wird als Erstes die Gleichung des radialen Gleichgewichts vorgestellt, danach wird auf die empirischen Modellierungen in ACDC eingegangen.

Aus der Annahme von Rotationssymmetrie lässt sich die Strömung zwischen Nabe und Gehäuse auf Stromflächen beschreiben, auf deren Bahnen sich die Fluidpartikel bewegen. In einem Stromlinienkrümmungsverfahren werden die Strömungsgrößen entlang von Rechenebenen, die ungefähr orthogonal zu den Stromflächen verlaufen, berechnet. Die Definition des Koordinatensystems, das aus einer Quasi-Orthogonalen und einer Stromfläche aufgespannt wird, ist in Abbildung 3-2 dargestellt. Bildet man die Bewegungsgleichungen entlang einer Rechenebene, ergibt sich nach Denton (1978) folgende Gleichung, die als radiale Gleichgewichtsbedingung bezeichnet wird:

$$\frac{d}{dq} \left(\frac{v_m^2}{2} \right) = \underbrace{\frac{dh_t}{dq}}_I - \underbrace{T \frac{ds}{dq}}_{II} - \underbrace{\frac{1}{2r^2} \frac{d(r^2 v_\theta^2)}{dq}}_{III} + \underbrace{\frac{v_m^2}{r_c} \sin \alpha}_{IV} + \underbrace{v_m \frac{dv_m}{dm} \cos \alpha}_{V}. \quad (3-1)$$

Durch die numerische Integration der Differentialgleichung 3-1 entlang einer Rechenebene lässt sich die Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit v_m bis auf eine Integrationskonstante bestimmen. Dabei fließt die Krümmung der Stromflächen über den Krümmungsradius r_c (Term IV) ein, daher auch der Name Stromlinienkrümmungsverfahren. Term V beinhaltet die Ableitung der Meridionalgeschwindigkeit entlang der Stromfläche. Dieser Gradient wird über die Lösung des Geschwindigkeitsfelds in der aktuellen Iteration approximiert.

Die Terme I-III setzen voraus, dass die Totalenthalpie h_t , die Entropie s und der spezifische Drehimpuls rv_θ für die betrachtete Rechenebene bekannt sind. Diese Größen werden basierend auf der stromauf liegenden Rechenebene bestimmt. Im schaufelfreien Raum werden die Totalenthalpie, die Entropie und der Drehimpuls entlang der Stromflächen erhalten. In einer Schaufelreihe muss

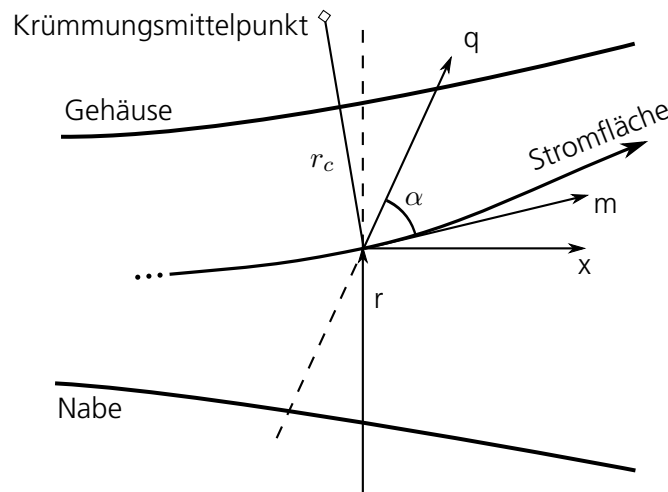


Abbildung 3-2 Koordinatensystem entlang einer Stromfläche, angelehnt an Denton (1978).

die Umfangsgeschwindigkeit v_θ bestimmt werden, die von den Schaufeln aufgeprägt wird. Dazu werden empirische Profilkorrelationen, wie in Kapitel 2.2 vorgestellt, ausgewertet. Mit dem berechneten Strömungswinkel β_2 kann v_θ mit Hilfe der aktuellen Meridionalgeschwindigkeit v_m bestimmt werden. Die Eulersche Momentengleichung entlang einer Stromfläche liefert dann die Änderung der Totalenthalpie. Die Zunahme der Entropie wird über die Verlustkorrelationen berechnet.

Zur Bestimmung der Integrationskonstante, muss die Geschwindigkeitsverteilung zusätzlich zu Gleichung 3-1 die Kontinuitätsbedingung entlang der Rechenebenen erfüllen:

$$\dot{m} = \int_{\text{Nabe}}^{\text{Gehäuse}} 2\pi \rho v_m \sin \alpha (1 - b) dq, \quad (3-2)$$

wobei \dot{m} den globalen Verdichtermassenstrom darstellt und b die lokale Blockage repräsentiert. Die Dichte ρ kann aus der Zustandsgleichung des Gases bestimmt werden. In dieser Arbeit wird immer von einem idealen Gas ausgegangen. Gleichungen 3-1 und 3-2 werden in den Iterationen für jede Rechenebene gelöst. Zusätzlich werden am Ende jeder Iteration die Netzkpunkte entlang der Rechenebenen verschoben, sodass auch entlang der Stromröhren Kontinuität gewährleistet ist.

Neben den im folgenden Kapitel 4 vorgestellten Korrelationen zur Beschreibung der Verluste und der Abströmung von 2D-Verdichtergittern wurden im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Modelle zur Beschreibung der Auswirkungen von dreidimensionalen Strömungsphänomenen in ACDC eingebaut: Die von Grieb u. a. (1975) skizzierten Korrelationen sind zur Abschätzung der Verluste aufgrund von Sekundärströmung implementiert. Spaltverluste werden mit einer Korrelationen berechnet, die auf der Arbeit von Denton und Cumpsty (1993) und Banjac u. a. (2015) basiert. Die Auswirkung des Radialspalts auf den Abströmwinkel wird durch das Modell von Lakshminarayana (1970) berücksichtigt. Die berechneten Mehr- und Minderumlenkungen werden, zusammen mit den Verlusten, über die radiale Höhe durch Funktionen verteilt, die von Roberts u. a. (1986) übernommen wurden. Ein Modell zur Beschreibung der radialen Mischung ist auf Basis der Arbeit von Gallimore (1986) implementiert.

Die aerodynamische Stabilität der Throughflow-Rechnungen wird mit einer von Koch (1981) vor-

geschlagenen semi-empirischen Methode bewertet. Für dieses Kriterium wird für jede Stufe ein maximal möglicher Druckaufbau über eine Diffusoranalgie berechnet. Dazu wird ein geometrisches Verhältnis aus der Lauflänge entlang der Profilwölbung und der durchströmten Profilfläche am Gitteraustritt gebildet. Steigt nun der Druckaufbau einer Stufe im Gesamtverdichter über das für die jeweilige Stufe berechnete Maximum, wird dies als ein Indikator dafür gewertet, dass ein stabiler Betrieb der Maschine nicht mehr möglich ist. Rieß und Gehring (1996) werten die Ergebnisse des Koch-Modells als brauchbares Werkzeug zur schnellen Abschätzung der Stabilität während der Auslegung.

3.3. 3D-Strömungslöser TRACE

Zur Validierung der Auslegungen mit MISES und ACDC wird der Strömungslöser TRACE verwendet, der am Institut für Antriebstechnik des DLR entwickelt wird (Becker u. a., 2010). Das Verfahren löst die dreidimensionalen Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen für die kompressible stationäre oder instationäre Strömung im rotierenden Bezugssystem. In dieser Arbeit wird als Modell zur Turbulenzschließung sowohl das k - ω -Turbulenzmodell nach Wilcox (1988) als auch das SST-Turbulenzmodell nach Menter u. a. (2003) verwendet. Zusätzliche Erweiterungen für die Staupunkt-Anomalie und Rotationseffekte sind aktiviert. Die konvektiven Flüsse werden mit dem Schema zweiter Ordnung nach Roe (1981) berechnet, kombiniert mit einer MUSCL-Extrapolation. Für jede Schaufelreihe wird eine Passage gerechnet, die mit einem strukturierten Multi-Block-Netz diskretisiert ist. An den Ein- und Austrittsebenen in die Schaufelreihen kommen nicht-reflektierende Randbedingungen nach Giles (1990) zum Einsatz. In den Fällen mit mehreren Schaufelreihen sind diese über Mischungsebenen verbunden. TRACE ist umfangreich an einer Vielzahl von Turbomaschinen testfällen validiert und eignet sich deshalb als höherwertiges Verfahren, um die Auslegungen mit MISES und ACDC zu bewerten.

3.4. Optimierungsumgebung AutoOpti

Mathematische Optimierungsalgorithmen eignen sich zur Erkundung von Auslegungsoptionen in hochdimensionalen Parameterräumen. Dabei wird dem Ingenieur die Arbeit abgenommen, manuell den Parameterraum zu durchsuchen. Die Zielsetzung einer Optimierung ist die Minimierung einer oder mehrerer Zielfunktionen $(f_1(x), f_2(x), \dots)$, die von einem Vektor $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ der freien Variablen abhängen. Das Optimierungsproblem lässt sich ausdrücken als:

$$\begin{aligned} \min(f_1(x), f_2(x), \dots) & \quad (3-3) \\ x_i^L \leq x_i \leq x_i^U, \quad i = 1, \dots, m \\ g_j(x) \leq 0, \quad j = 1, \dots, n, \end{aligned}$$

wobei x_i^L und x_i^U untere und obere Schranken der freien Parameter sind und $g_j(x) \leq 0$ zusätzliche Nebenbedingungen darstellen. Zur Lösung eines Optimierungsproblems nach Gleichung 3-3 bieten sich unterschiedliche Klassen von Lösungsalgorithmen an. Sind die Ableitungen der Zielfunktionen und der Nebenbedingungen nach den freien Variablen bekannt, kommen Gradientenverfahren in

Frage. Diese Algorithmen suchen meist lokal, arbeiten dabei aber sehr effizient. Einen guten Überblick geben Nocedal und Wright (2006). Zur globalen Optimierung im gesamten Parameterraum haben sich evolutionäre Algorithmen etabliert. Diese sind angelehnt an die Evolution in der Natur und benötigen keine Gradienteninformation. Als weiterführende Literatur sei auf die Arbeit von Rechenberg (1994) verwiesen.

In dieser Arbeit werden die numerisch kostspieligen Optimierungsprobleme mit dem Programmpaket AutoOpti (Aulich u. a., 2014; Voß u. a., 2014) gelöst. Die Optimierungsumgebung wird am Institut für Antriebstechnik mit dem Schwerpunkt auf der Anwendung für Turbomaschinen entwickelt. Ein evolutionärer Algorithmus bildet die Basis des Optimierers, der eine oder mehrere Zielfunktionen minimiert. Zur Beschleunigung des Optimierungsfortschritts werden Metamodelle eingesetzt, die den Informationsgewinn bereits ausgewerteter Zielfunktionswerte ausnutzen. Damit lassen sich numerisch kostspielige Zielfunktionen, deren Gradienten unbekannt sind und von vielen freien Parametern abhängen, effizient optimieren.

4. Kalibrierung von Modellen für Verlust und Abströmwinkel

Dieses Kapitel stellt die Modellierung von Verlust und Abströmwinkel für Verdichterprofile vor, die innerhalb des Throughflow-Verfahrens ACDC implementiert ist. Schematisch wird die Modellierung in Abbildung 4-1 gezeigt. Die Korrelationen sind zum einen vom Betriebspunkt abhängig, zum anderen von Kalibrierungsparametern, die passend für die Profilgeometrie gewählt werden müssen. In den aus der Literatur bekannten Korrelationen nehmen diese Parameter meistens feste Werte ein. Hier wird dagegen vorgestellt, wie diese Parameter automatisiert auf eine vom Anwender vorgegebene Profilgeometrie eingestellt werden können. Dazu wird die Abhängigkeiten von Verlust und Abströmwinkel von den Parametern Zuströmwinkel, Machzahl, Reynoldszahl und MVDR in einer Parameterstudie mit dem S1-Rechenverfahren MISES erfasst. Dieser MISES Datensatz wird verwendet, um die Kalibrierungsparameter in mehreren Ausgleichsrechnungen mit der Methode der kleinsten Quadrate zu bestimmen. Die Gültigkeit der neuen Kalibrierung soll sich auf die vorgegebene Profilgeometrie beschränken, deshalb wird der Einfluss von Profildicke, Profilform oder Metallumlenkung nicht aufgelöst. Die hier vorgestellten Methoden stellen eine Weiterentwicklung, der in (Schnoes und Nicke, 2015) veröffentlichten Verfahren dar. Insgesamt löst sich dieser Ansatz von dem Gedanken, eine universelle Kalibrierung für unterschiedliche Profilgeometrien zu finden. Als Folge müssen allerdings die Kalibrierungsparameter für verschiedene Geometrien abgespeichert und organisiert werden. Um geometrische Variation, zum Beispiel entlang der Schaufelhöhe, zu beschreiben, werden in dieser Arbeit Interpolationsroutinen auf die Kalibrierungsparameter angewendet. Für die Beschreibung der später vorgestellten Profilsystematik, wird zusätzlich ein neuronales Netz trainiert, wie in Kapitel 6 vorgestellt.

Dieses Kapitel gliedert sich wie folgt: Zuerst werden mehrere Testprofile vorgestellt, die zur Validierung der Methoden dieser Arbeit verwendet werden. Es folgt eine Darstellung der implementierten

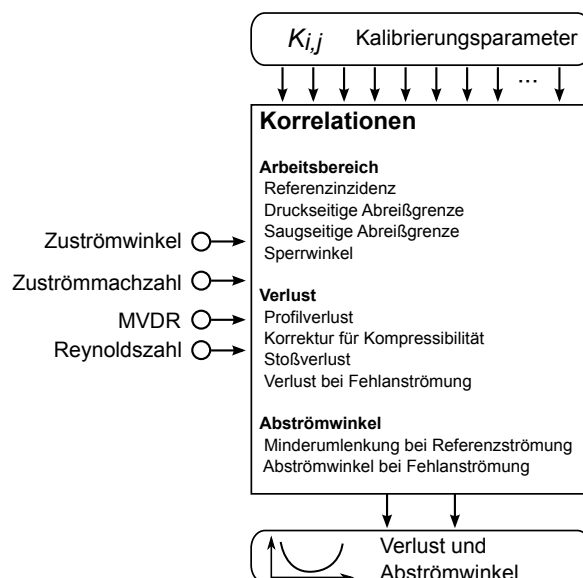


Abbildung 4-1 Korrelationsschema um Verlust und Abströmwinkel zu berechnen.

Prozesse und der Korrelationen. Zuletzt wird die Anwendung der Methodik auf einen vierstufigen transsonischen Testverdichter präsentiert und die Ergebnisse diskutiert.

4.1. Testprofile

Die vorgestellte Kalibrierungsstrategie wurde während der Entwicklung anhand von 22 Profilen getestet und validiert. Diese Profile sind so gewählt, dass sie einen weiten Einsatzbereich und unterschiedliche Technologiereifegrade abdecken. Zunächst sind folgende Schaufelschnitte aus einem Testverdichter und einem Fan in der Datenbasis enthalten:

- fünf Schnitte der transsonischen ersten Stufe des Testverdichters DLR-Rig250 (Enders, 2011),
- drei Schnitte der subsonischen vierten Stufe des Testverdichters DLR-Rig250 (Enders, 2011),
- fünf Schnitte der Fanstufe DLR-UHBR (Kaplan u. a., 2006).

Zusätzlich wurden mehrere im Windkanal untersuchte Verdichtergitter aufgenommen:

- Testprofil 1-6 aus (Köller, 1999).
- ein Double Circular Arc (DCA) Profil (Sans u. a., 2014),
- ein NACA-65 Profil (Hergt, 2011),
- ein Nachleitrad (OGV) (Hergt u. a., 2015).

Für jedes Testprofil wurde ein Auslegungspunkt definiert. Dieser ist zusammen mit geometrischen Parametern und den Profilgeometrien in Abbildung 4-2 und 4-3 aufgetragen. Die Parameter des Auslegungspunktes und der Geometrie entsprechen den in der Einleitung definierten Entwurfsanforderungen. Die Testfälle decken einen Bereich der Zuströmmachzahl von 0,44 bis 1,25 ab. Es sind sowohl moderne Profilgeometrien als auch Geometrien aus klassischen Profildfamilien enthalten. Außerdem werden Anwendungen aus der Fluggasturbine sowie der stationären Gasturbine abgedeckt.

In diesem Kapitel werden die implementierten Korrelationen zunächst auf Basis der Ergebnisse von zwei Profilschnitten aus dem Testverdichter DLR-Rig250 vorgestellt. Zum einen wird das Profil Rig250-S4-Mid gewählt, der Mittelschnitt eines Stators, zum anderen das Profil Rig250-R1-Mid, der Mittelschnitt eines transsonischen Rotors. Damit kann gezeigt werden, wie sich die Modellierung bei sub- und supersonischer Zuströmung verhält. Nach der Vorstellung der Methoden werden die Ergebnisse aller Testprofile diskutiert.

4.2. Erzeugung des MISES Datensatzes

Der MISES Datensatz, der für jedes Verdichtergitter angelegt wird, besteht aus Charakteristiken von Verlust und Abströmwinkel über den Zuströmwinkel. In jeder Charakteristik bleibt dabei der Tupel aus $(M_1, MVDR, Re)$ konstant. Eine Charakteristik wird mit einer variablen Anzahl von MISES-Rechnungen abgetastet, dabei werden Sperrgrenze und Abreißgrenze bestimmt. Wie in der Einleitung eingeführt, ist der Arbeitsbereich über $\omega \leq 2 \cdot \omega^*$ definiert. Bei der Berechnung der Charakteristik wird eine Schrittweitensteuerung eingesetzt, die bei Konvergenzproblemen die Schrittweite reduziert.

Rig250-R1-Hub

$M_1 = 0.91$
 $DF = 0.57$
 $MVDR = 1.12$
 $Re = 1.7 \cdot 10^6$
 $\gamma = 118.98^\circ$
 $s/c = 0.55$
 $a/c^2 = 7.17\%$

**Rig250-R1-Mid**

$M_1 = 1.14$
 $DF = 0.53$
 $MVDR = 1.12$
 $Re = 2.5 \cdot 10^6$
 $\gamma = 136.57^\circ$
 $s/c = 0.68$
 $a/c^2 = 2.84\%$

**Rig250-R1-Tip**

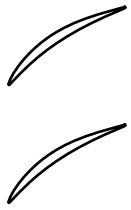
$M_1 = 1.25$
 $DF = 0.50$
 $MVDR = 1.12$
 $Re = 2.6 \cdot 10^6$
 $\gamma = 147.06^\circ$
 $s/c = 0.82$
 $a/c^2 = 1.66\%$

**Rig250-S1-Hub**

$M_1 = 0.81$
 $DF = 0.47$
 $MVDR = 1.13$
 $Re = 1.1 \cdot 10^6$
 $\gamma = 118.07^\circ$
 $s/c = 0.62$
 $a/c^2 = 4.08\%$

**Rig250-S1-Casing**

$M_1 = 0.65$
 $DF = 0.49$
 $MVDR = 1.13$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 123.56^\circ$
 $s/c = 0.84$
 $a/c^2 = 4.84\%$

**Rig250-R4-Hub**

$M_1 = 0.67$
 $DF = 0.53$
 $MVDR = 1.07$
 $Re = 1.4 \cdot 10^6$
 $\gamma = 122.22^\circ$
 $s/c = 0.67$
 $a/c^2 = 6.33\%$

**Rig250-R4-Tip**

$M_1 = 0.84$
 $DF = 0.45$
 $MVDR = 1.10$
 $Re = 1.9 \cdot 10^6$
 $\gamma = 140.93^\circ$
 $s/c = 0.73$
 $a/c^2 = 2.15\%$

**Rig250-S4-Mid**

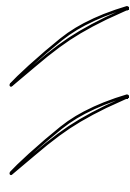
$M_1 = 0.67$
 $DF = 0.46$
 $MVDR = 1.06$
 $Re = 1.1 \cdot 10^6$
 $\gamma = 124.82^\circ$
 $s/c = 0.67$
 $a/c^2 = 4.50\%$

**UHBR-R-Hub**

$M_1 = 0.62$
 $DF = 0.18$
 $MVDR = 1.10$
 $Re = 1.6 \cdot 10^6$
 $\gamma = 84.74^\circ$
 $s/c = 0.32$
 $a/c^2 = 5.41\%$

**UHBR-R-Mid**

$M_1 = 1.04$
 $DF = 0.50$
 $MVDR = 1.10$
 $Re = 1.7 \cdot 10^6$
 $\gamma = 123.58^\circ$
 $s/c = 0.63$
 $a/c^2 = 2.40\%$

**UHBR-R-Tip**

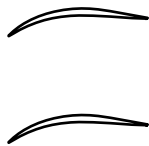
$M_1 = 1.16$
 $DF = 0.45$
 $MVDR = 1.10$
 $Re = 3.5 \cdot 10^6$
 $\gamma = 134.91^\circ$
 $s/c = 0.70$
 $a/c^2 = 1.59\%$

**UHBR-S-Hub**

$M_1 = 0.76$
 $DF = 0.49$
 $MVDR = 1.01$
 $Re = 2.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 99.27^\circ$
 $s/c = 0.30$
 $a/c^2 = 3.32\%$

**UHBR-S-Casing**

$M_1 = 0.53$
 $DF = 0.37$
 $MVDR = 1.01$
 $Re = 1.1 \cdot 10^6$
 $\gamma = 97.43^\circ$
 $s/c = 0.76$
 $a/c^2 = 3.59\%$

**Köller Nr. 1**

$M_1 = 0.70$
 $DF = 0.45$
 $MVDR = 1.03$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 141.70^\circ$
 $s/c = 1.02$
 $a/c^2 = 3.65\%$

**Köller Nr. 2**

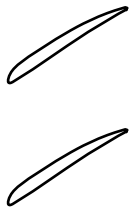
$M_1 = 0.60$
 $DF = 0.41$
 $MVDR = 1.03$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 125.20^\circ$
 $s/c = 1.05$
 $a/c^2 = 4.86\%$

**Köller Nr. 3**

$M_1 = 0.56$
 $DF = 0.41$
 $MVDR = 1.05$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 137.00^\circ$
 $s/c = 0.95$
 $a/c^2 = 5.11\%$

**Köller Nr. 4**

$M_1 = 0.44$
 $DF = 0.42$
 $MVDR = 0.99$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 122.20^\circ$
 $s/c = 0.87$
 $a/c^2 = 6.92\%$

**Köller Nr. 5**

$M_1 = 0.71$
 $DF = 0.40$
 $MVDR = 1.06$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 141.50^\circ$
 $s/c = 0.89$
 $a/c^2 = 3.49\%$

**Köller Nr. 6**

$M_1 = 0.61$
 $DF = 0.40$
 $MVDR = 1.05$
 $Re = 1.0 \cdot 10^6$
 $\gamma = 131.00^\circ$
 $s/c = 0.89$
 $a/c^2 = 4.95\%$

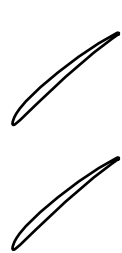


Abbildung 4-2 Geometrie und Entwurfsanforderungen der Testprofile (Teil 1).

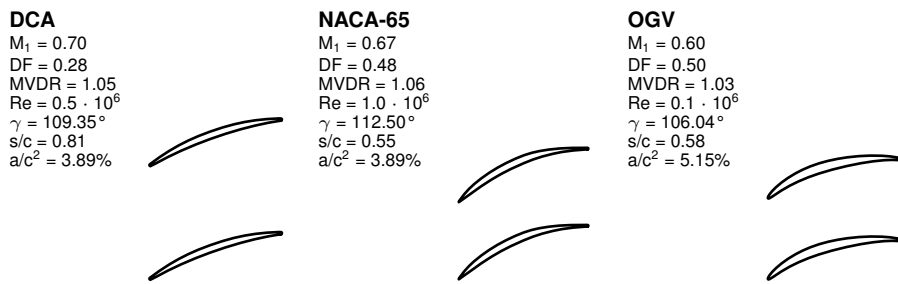


Abbildung 4-3 Geometrie und Entwurfsanforderungen der Testprofile (Teil 2).

Die drei Parameter M_1 , MVDR, Re werden um den Auslegungspunkt des Verdichtergitters variiert, wie in Tabelle 4-1 aufgeführt. Damit kann eine hohe Approximationsqualität in der Umgebung des Auslegungspunktes erreicht werden. Der Einfluss der Machzahl wird mit 8 Stichproben detailliert aufgelöst, um das Verdichterverhalten bei Drehzahlvariation zu beschreiben. Die maximale Machzahl wird auf 105% der Machzahl im Auslegungspunkt festgelegt, damit Trends auch bei Überdrehzahl abgebildet werden können. Die untere Schranke wird auf 40% gesetzt. Somit enthält der Datensatz auch bei transsonischen Gittern noch das Verhalten bei subsonischer Strömung. Für Profile, die im Auslegungspunkt eine Machzahl kleiner 0,6 aufweisen, greift ein Limiter, der den Machzahlbereich auf 0,24 bis 0,63 festlegt. Auf diese Weise wird eine Variation der Machzahl im Datensatz sichergestellt, sodass auch die Abhängigkeiten der Korrelation von der Machzahl aufgelöst werden können. Für Machzahlen kleiner 0,24 ist die Strömung inkompressibel und hat eine vernachlässigbare Abhängigkeit von der Machzahl.

Die Korrelationen beschreiben den Einfluss von MVDR und Reynoldszahl nur mit wenigen Kalibrierungsparametern. Deshalb sind drei Abstufungen dieser beiden Größen ausreichend, um die entsprechenden Kalibrierungsparameter einzustellen. Diese drei Stufen entsprechen dem Wert im Auslegungspunkt, zusammen mit dem Minimal- und Maximalwert aus Tabelle 4-1. Zusätzlich beinhalten die Korrelationen keine Wechselwirkung zwischen MVDR und Reynoldszahl. Aus diesem Grund wird auch bei der Erzeugung des Datensatzes auf eine gleichzeitige Variation dieser beiden Größen verzichtet. Insgesamt besteht ein Datensatz damit aus 40 Charakteristiken von Verlust und Abströmwinkel über den Zuströmwinkel.

Für die beiden hier untersuchten Testprofile setzen sich die Datensätze aus 403 MISES-Rechnungen für den Statorschnitt Rig250-S4-Mid und 370 Rechnungen für den Rotorschnitt Rig250-R1-Mid zusammen. Als Erfahrungswert sind ungefähr 10 Rechnungen nötig, um eine Polare vollständig ab-

Tabelle 4-1 Parameterbereich um den Auslegungspunkt in dem MISES-Rechnungen durchgeführt werden.

Parameter	M_1	MVDR	Re
Minimal	$0,40 \cdot \max(0,6; M_1^{dp})$	$MVDR^{dp} - 0,1$	$\frac{2}{3} Re^{dp}$
Maximal	$1,05 \cdot \max(0,6; M_1^{dp})$	$MVDR^{dp} + 0,1$	$\frac{3}{2} Re^{dp}$
Stichproben	8	3	3

zutasten. Zur Bewertung der Datensätze wird ein Qualitätskriterium gebildet, das beschreibt, wie groß die durchschnittliche Abdeckung des Arbeitsbereichs ist. Für den Statorschnitt wird eine Abdeckung von 100% erreicht, der Rotorschnitt wird mit 86% abgedeckt. Je höher die Zuströmmachzahl ist, desto schwieriger ist es aufgrund der numerischen Stabilität von MISES die Polaren vollständig abzutasten.

4.3. Eingesetzte Modelle

Aus einer Vielzahl empirischer Korrelationen, die in der Literatur verfügbar sind, wurden die Ansätze für diese Arbeit ausgewählt. Die hier vorgestellte Modellierung wurde in mehreren Versionen weiterentwickelt und von Version zu Version anhand der 22 Testprofile bewertet. Die Bewertung wurde mit Hilfe von numerischen Approximationsfehlern und visuellen Darstellungen durchgeführt.

Insgesamt sollen die parametrischen Korrelationen genug Flexibilität bieten, um unterschiedliche Verdichtergitter zu beschreiben, gleichzeitig soll die Anzahl der Parameter aber möglichst gering gehalten werden, um eine hohe Robustheit zu gewährleisten. Wichtig ist, dass Datensatz und Kalibrierungsparameter abgestimmt sind, da die Korrelationen nur auf Effekte trainiert werden können, die auch in den Daten vorhanden sind. Des Weiteren müssen die Korrelationen als expliziter mathematischer Ausdruck darstellbar sein. Gleichungen, die keine explizite Lösung haben, wie die von Jansen und Moffatt (1967) vorgeschlagene implizite Gleichung für die kritische Zuströmmachzahl, sind nicht für den vorgestellten Prozess geeignet. Die vorhandenen Abhängigkeiten der aus der Literatur implementierten Korrelationen zu Teilungsverhältnis und Staffelungswinkel werden beibehalten und können verwendet werden, um zum Beispiel bei einer Variation der Schaufelzahl die Auswirkung auf den Gesamtverdichter zu untersuchen oder um die Staffelungswinkel der Verstellstatoren bei Teildrehzahl zu verändern. Der MISES Datensatz enthält aber keine Variation dieser beiden Größen, stattdessen wird das ursprüngliche Verhalten der Korrelationen erhalten.

Die empirischen Kalibrierungsparameter werden im Folgenden als $K_{i,j}$ mit fortlaufend nummeriertem Korrelationsindex i und Parameterindex j bezeichnet. Der Index j wird in jeder Korrelation neu gestartet.

4.3.1. Sperrwinkel

Ein einfacher Zusammenhang für den Sperrwinkel β_1^{ch} bei Unterschall-Zuströmung wird von Cumpsty (2004) skizziert. In diesem Modell hängt der Winkel, bei dem das Verdichtergitter sperrt, hauptsächlich von der Zuströmmachzahl und dem Engquerschnitt σ ab. Da die Strömung zwischen Eintritt und Engquerschnitt subsonisch ist, treten keine Stöße auf und sie kann als isentrop angenommen werden. Durch die Verknüpfung der Eintrittsbedingung und des Schallzustands am Engquerschnitt mit der Kontinuitätsbedingung und den Isentropenbeziehungen ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{\frac{\sigma}{s}}{\sin \beta_1^{\text{ch}}} = M_1 \left\{ \frac{1 + \frac{\kappa-1}{2}}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_1^2} \right\}^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}. \quad (4-1)$$

Gleichung 4-1 ist gültig für subsonische Zuströmmachzahlen und in guter Näherung für supersonische Anströmung bei einem ungestartetem Stoßsystem. Zur besseren Darstellung ist die Gleichung

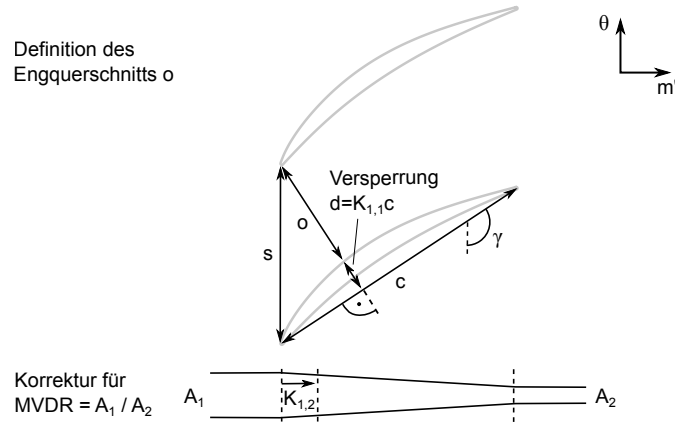


Abbildung 4-4 Definitionen zur Berechnung des effektiven Engquerschnitts.

nicht explizit nach β_1^{ch} aufgelöst. Sie kann aber entsprechend umformuliert werden. Die Fläche des effektiven Engquerschnitts wird aus einem einfachen Verdichtergittermodell abgeleitet:

$$\frac{o}{s} = (\sin \gamma - K_{1,1} / \frac{s}{c}) (1 - K_{1,2} (1 - \frac{1}{\text{MVDR}})). \quad (4-2)$$

Eine Skizze zu Gleichung 4-2 findet sich in Abbildung 4-4. Der Parameter $K_{1,1}$ beschreibt die Blockage der Passage durch die Profildicke und die Grenzschicht. Ein zusätzlicher Einfluss des MVDR wird über den Parameter $K_{1,2}$ beschrieben. Er kann als die axiale Position des Engquerschnitts interpretiert werden. Da die Parameter $K_{1,1}$ und $K_{1,2}$ für ein gegebenes Gitter kalibriert werden, ist die einfache Formulierung von Gleichung 4-2 adäquat. Für eine Variation von Staffelung und Teilungsverhältnis beschreibt die Gleichung zumindest die richtigen Tendenzen.

Bei hoher supersonischer Zuströmung und dünnen Vorderkanten bildet sich ein gestartetes Stoßsystem, das nicht mehr im Engquerschnitt sperrt. Die Zuströmmachzahl, bei der das Stoßsystem von einem ungestarteten System in ein gestartetes System wechselt, wird über eine lineare Beziehung in Abhängigkeit des MVDR beschrieben:

$$M_1^{\text{ui}} = K_{2,1} + K_{2,2}(\text{MVDR} - 1). \quad (4-3)$$

Für Machzahlen $M_1 > M_1^{\text{ui}}$, wird der Sperrwinkel β_1^{ui} über:

$$\frac{\frac{o}{s}}{\sin(\beta_1^{\text{ui}} - K_{3,1}(M_1 - M_1^{\text{ui}}))} = M_1^{\text{ui}} \left\{ \frac{1 + \frac{\kappa-1}{2}}{1 + \frac{\kappa-1}{2}(M_1^{\text{ui}})^2} \right\}^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}, \quad (4-4)$$

berechnet. Das Verhalten von β_1^{ui} ist linear über M_1 mit einem kontinuierlichen Übergang zu Gleichung 4-1 für $M_1 = M_1^{\text{ui}}$. Diese Beschreibung wurde für diese Arbeit entwickelt, damit die Ergebnisse der MISES-Rechnungen auch bei supersonischer Zuströmung akkurat getroffen werden.

Abbildung 4-5 zeigt die Variation des Sperrwinkels über die Zuströmmachzahl und das MVDR für den Rotorschnitt. Die MISES Datenpunkte beinhalten zusätzlich die Variation der Reynoldszahl, die aber nur einen geringen Einfluss auf den Sperrwinkel besitzt. Die Korrelation beschreibt die Datenpunkte qualitativ und quantitativ sehr gut. Für höhere MVDR sperrt das Gitter bei größeren

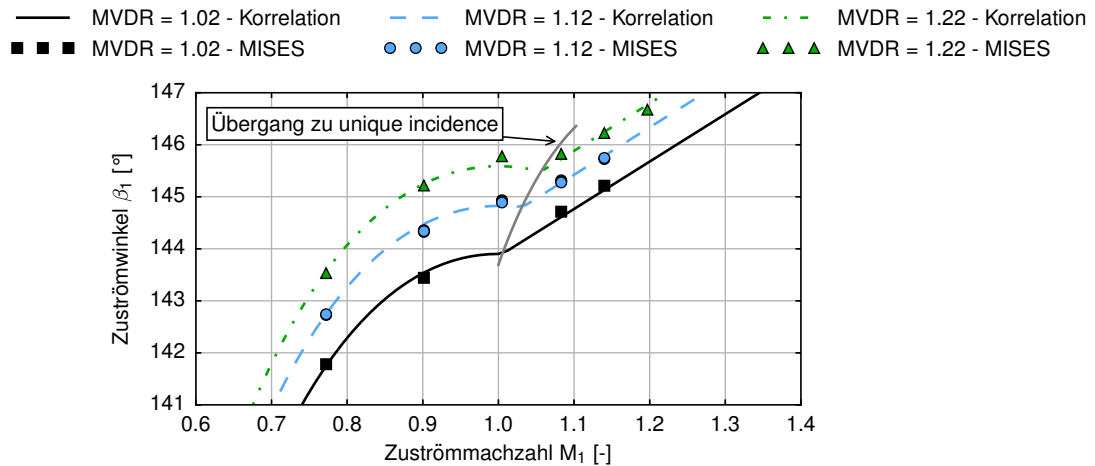


Abbildung 4-5 Charakteristik des Sperrwinkels für R1g250-R1-Mid.

Zuströmwinkeln. Je nach MVDR wechselt das Stoßsystem zwischen $M_1=1,0$ und $M_1=1,1$ von einem ungestarteten in ein gestartetes System.

4.3.2. Referenz-Zuströmwinkel und Arbeitsbereich

Der Referenz-Zuströmwinkel β_1^* beschreibt den Zuströmwinkel mit den geringsten Verlusten in der Polare. Im verwendeten Modell wird zwischen Unterschall- und Überschallzuströmung unterschieden. Für subsonische Zuströmung wird das Konzept von Wright und Miller (1991) übernommen, das den Referenz-Zuströmwinkel auf die Zuströmmachzahl und den Engquerschnitt bezieht. Im Vergleich zur ursprünglichen Formulierung ist die rechte Seite der Gleichung nicht mehr linear von der Machzahl abhängig, sondern wird mit einem Polynom vom Grad 3 gebildet:

$$\frac{\frac{0}{s}}{\sin \beta_1^*} = K_{4,1}(2M_1^3 - 3M_1^2 + 1) + K_{4,2} + 1. \quad (4-5)$$

Bei niedrigen Machzahlen haben beide Parameter $K_{4,1}$ und $K_{4,2}$ Einfluss. Steigen die Machzahlen, verliert der Parameter $K_{4,1}$ seinen Einfluss, bis bei $M_1 = 1$ nur noch der Parameter $K_{4,2}$ den Zuströmwinkel festlegt. Dabei sind die Gleichungen des Sperrwinkels (Gleichung 4-1) und des Referenz-Zuströmwinkels (Gleichung 4-5) so gewählt, dass sich die rechten Seiten bei $M_1 = 1$ nur um den Kalibrierungsparameter $K_{4,2}$ unterscheiden. Damit wird mit dem Parameter $K_{4,2}$ die Differenz zwischen dem Referenz-Zuströmwinkel und dem Sperrwinkel bei $M_1 = 1$ eingestellt. Für supersonische Zuströmung wird diese Differenz fortgeführt. Für Profile, die für Überschallzuströmung ausgelegt sind, ist diese Differenz nahe Null, da der Punkt minimalen Verlustes und der Sperrwinkel nah beieinander liegen. Diese Beschreibung wurde für diese Arbeit entwickelt. Sie ermöglicht eine nahtlose Beschreibung des Verhaltens von Sperrwinkel und Referenz-Zuströmwinkel bei sub- als auch bei supersonischer Zuströmung.

Die Beschreibung des Arbeitsbereichs basiert auf den Zuströmwinkeln für die saugseitige Abreiß-

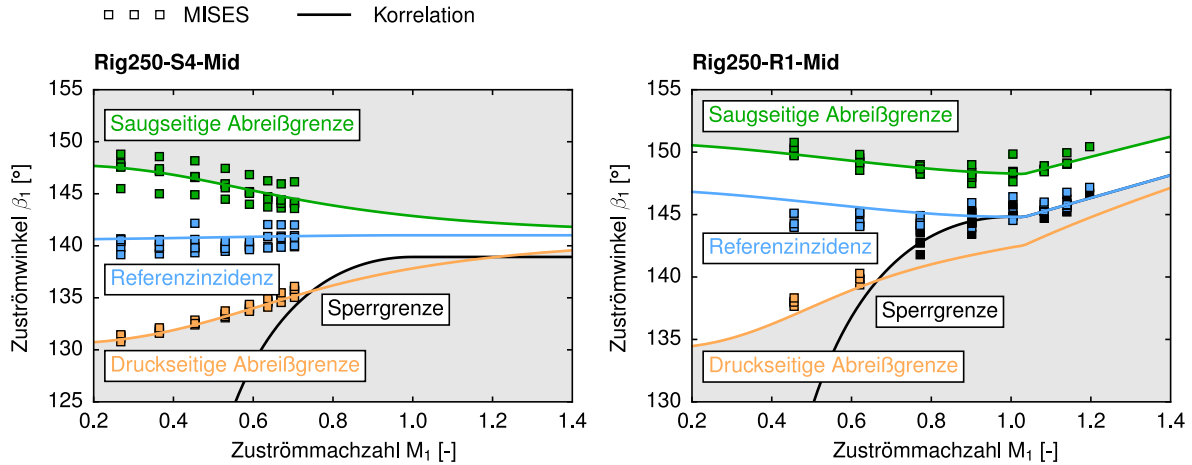


Abbildung 4-6 Arbeitsbereich aufgetragen über die Zuströmmachzahl für Rig250-S4-Mid (links) und Rig250-R1-Mid (rechts). Der MISES Datensatz wird mit Reynoldszahl und MVDR Variationen gezeigt. Die Korrelationen sind für den Wert von Reynoldszahl und MVDR im Auslegungspunkt aufgetragen.

grenze β_1^{st} und die druckseitige Abreißgrenze β_1^{ns} . Diese werden über die Gleichungen:

$$\beta_1^{st} = \beta_1^* + (K_{5,1} + K_{5,2}(MVDR - 1)) \frac{1}{1 + K_{5,3}M_1^3}, \quad (4-6)$$

$$\beta_1^{ns} = \beta_1^* + K_{6,1} \frac{1}{1 + K_{6,2}M_1^3}, \quad (4-7)$$

berechnet. Die Abhängigkeit von der Machzahl ist in ihrer Formulierung an Aungier (2003) angelehnt. Abbildung 4-6 zeigt, wie sich die Beschreibung des Arbeitsbereichs und der Sperrgrenze (Kapitel 4.3.1) an die beiden Testprofile anpasst. Es werden die Ergebnisse der Korrelation mit MISES-Rechnungen verglichen. Für diese Grafik wird der volle MISES Datensatz gezeigt, inklusive den Variationen von MVDR und Reynoldszahl. Die Korrelation hingegen ist für ein konstantes MVDR gegeben. Eine Abhängigkeit des Arbeitsbereichs von der Reynoldszahl wird in den Korrelationen nicht modelliert. Für den Rotorschnitt auf der rechten Seite ist gut zu erkennen, wie die Korrelation für den Referenz-Zuströmwinkel bei $M_1=1$ in den Sperrwinkel übergeht.

4.3.3. Minderumlenkung

Für die Minderumlenkung wird die Korrelation von Wright und Miller (1991) (siehe Kapitel 2) aufgegriffen:

$$\delta_{inc}^* = 1,13m(\gamma)(K_{7,1}\sqrt{\frac{s}{c}} + 3) + K_{7,2}\left(\frac{1}{MVDR} - 1\right). \quad (4-8)$$

Die MVDR Korrektur wird übernommen, auf die Korrektur für die Profildicke wird aber verzichtet, da die Profildicke nicht variiert wird. Der erste Parameter $K_{7,1}$ ersetzt die Metallumlenkung ϕ des Profils in der ursprünglichen Formulierung. Die Metallumlenkung wird also nicht über die Profilgeometrie bestimmt, sondern im Kalibrierungsprozess festgelegt. Dies erweist sich als wichtig, da sich die klassischen Metallwinkel für parametrisch beschriebene Profile nicht immer eindeutig definieren lassen. Der zweite Parameter $K_{7,2}$ ist Teil der MVDR Korrektur.

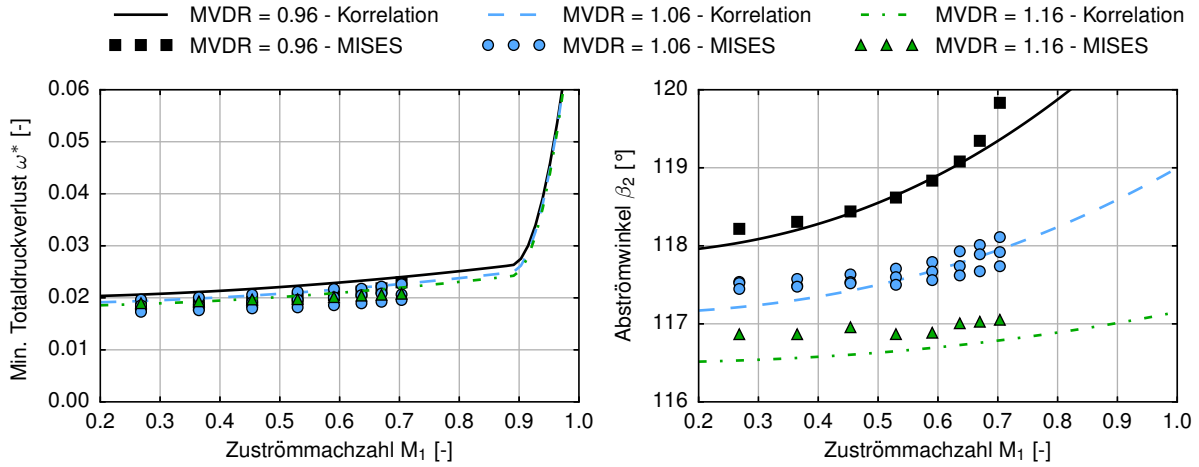


Abbildung 4-7 Verlauf des minimalen Profilverlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels bei Referenzströmung (rechts) für Rig250-S4-Mid.

Das Ergebnis von Gleichung 4-8 wird über eine Potenzfunktion korrigiert, um den Einfluss der Kompressibilität zu berücksichtigen. Die Korrektur enthält einen zusätzlichen Term, der die Wechselwirkung zwischen Zuströmmachzahl und MVDR, mit den Parametern $K_{8,1}$, $K_{8,2}$ und $K_{8,3}$, beschreibt:

$$\delta^* = \delta_{inc}^* + K_{8,1} M_1^{K_{8,2}} + K_{8,3} M_1^{K_{8,2}} \left(\frac{1}{MVDR} - 1, 0 \right). \quad (4-9)$$

Die Korrektur wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt, um die Verläufe der MISES-Rechnungen zu beschreiben. Damit kann der Austrittswinkel bei Referenzströmung β_2^* als

$$\beta_2^* = \kappa_{TE} + \delta^* = \gamma - \frac{1}{2}\phi + \delta^* = \gamma - \frac{1}{2}K_{7,1} + \delta^* \quad (4-10)$$

bestimmt werden. Hier wird angenommen, dass eine Art kreisbogenförmige Skelettlinie vorliegt, damit $\kappa_{TE} = \gamma - \frac{1}{2}\phi$ gilt. Der Wert der Metallumlenkung $\phi = K_{7,1}$ wird entsprechend sowohl über Gleichung 4-8 als auch Gleichung 4-25 im Kalibrierungsprozess festgelegt.

Die Diagramme auf der rechten Seite von Abbildung 4-7 und 4-8 zeigen das Verhalten des Abströmwinkels bei Referenzströmung in Abhängigkeit von der Zuströmmachzahl und dem MVDR. Steigende Zuströmmachzahlen und geringes MVDR erhöhen die Belastung der Profilgrenzschicht, wodurch die Minderumlenkung wächst. Diese Einflussfaktoren sind in Wechselwirkung, sodass für hohe Machzahlen und kleine Kontraktionen besonders hohe Minderumlenkungen beobachtet werden können. Dies wird durch die Korrektur in Gleichung 4-9 qualitativ gut wiedergegeben. Es lässt sich aber auch eine Schwierigkeit der automatisierten Kalibrierung feststellen: die hohe Minderumlenkung im Statorschnitt bei hohen Machzahlen und geringen Kontraktionen zeigt ein Verhalten des Abströmwinkels, das komplexer ist, als von der Korrelation wiedergegeben werden kann. Durch die Ausgleichsrechnung werden die Approximationsfehler verteilt und somit werden auch bei hohen MVDR die Datenpunkte nicht gut getroffen. Die für dieses Profil maximale absolute Abweichung von $< 0,5^\circ$ erscheint jedoch hinnehmbar. In den Implementierungen wird versucht, diesen Effekt über eine Gewichtung der Datenpunkte zu minimieren, dies wird in Kapitel 4.4 genauer erläutert. Obwohl die Datenpunkte eine Abhängigkeit gegenüber der Reynoldszahl aufweisen, wird diese in

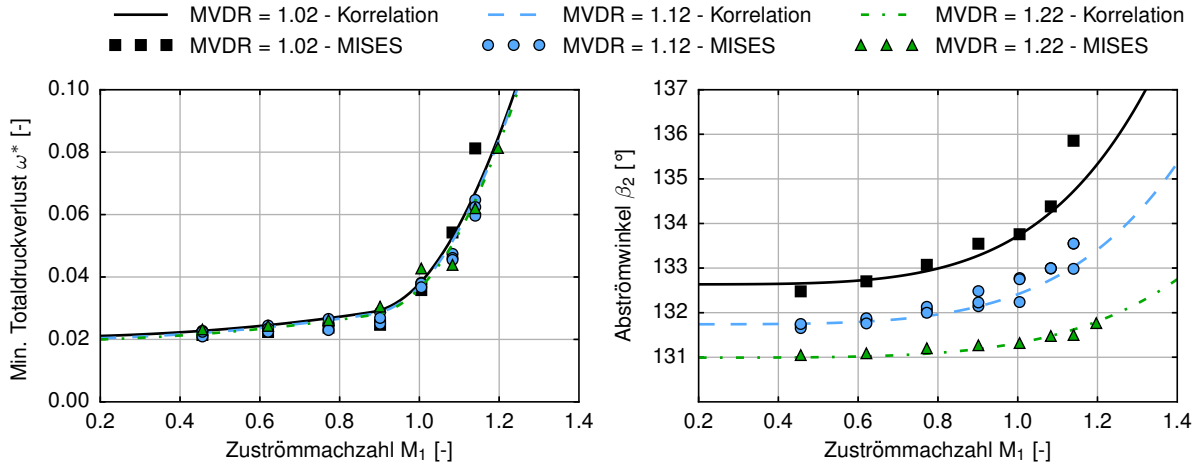


Abbildung 4-8 Verlauf des minimalen Profilverlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels bei Referenzströmung (rechts) für Rig250-R1-Mid.

der Korrelation nicht modelliert.

4.3.4. Minimaler Totaldruckverlust

Der minimale Totaldruckverlust ω^* wird, wie von Grieb (2009) beschrieben, auf folgende Terme aufgeteilt:

$$\omega^* = (\omega_{p,inc}^* + \Delta\omega_p^*) \cdot \left(\frac{Re}{Re_{ref}}\right)^{K_{9,1}} + \omega_{SS}^*, \quad (4-11)$$

mit den Profilverlusten für ein inkompressibel angeströmtes Verdichtergitter $\omega_{p,inc}^*$, zusätzlichen Verlusten durch Kompressibilität $\Delta\omega_p^*$ und Stoßverlusten ω_{SS}^* . Dabei werden die viskosen Verluste am Profil mit dem Parameter $K_{9,1}$ um den Einfluss der Reynoldszahl korrigiert. Es wird angenommen, dass die Stoßverluste unabhängig von der Reynoldszahl sind.

Die Profilverluste $\omega_{p,inc}^*$ werden über den äquivalenten Diffusionsfaktor basierend auf den Arbeiten von Lieblein (1957) berechnet. Lieblein verknüpft Teilungsverhältnis und aerodynamische Größen an Ein- und Austritt, um eine Approximation für die maximale Geschwindigkeit auf der Saugseite $\frac{v_{max}}{v_1}$ zu erhalten:

$$\left(\frac{v_{max}}{v_1}\right)_{inc}^* = K_{10,1} + K_{10,2}\Gamma_{inc}^*, \quad (4-12)$$

mit dem Zirkulationsparameter Γ_{inc}^* nach König u. a. (1996a):

$$\Gamma_{inc}^* = 2\frac{S}{C} \sin^2 \beta_1^* (MVDR \cdot \cot \beta_2^* - \cot \beta_1^*). \quad (4-13)$$

Basierend auf Experimenten im Windkanal hat Lieblein die Parameter $K_{10,1}$ und $K_{10,2}$ aus Gleichung 4-12 zu $K_{10,1} = 1,12$ und $K_{10,2} = 0,61$ bestimmt. Aus den MISES Datenpunkten, die in dieser Arbeit für eine Profilgeometrie berechnet werden, können nicht beide Parameter bestimmt werden, da das Teilungsverhältnis nicht variiert wird. Dementsprechend wird $K_{10,1}$ über den Kalibrierungsprozess bestimmt und passt sich beispielsweise an die Profildicke an, während $K_{10,2} = 0,61$ festgehalten wird. Der ursprüngliche äquivalente Diffusionsfaktor wird mit einer MVDR Korrektur

nach König u. a. (1996a) versehen und berechnet sich als:

$$D_{\text{eq,inc}}^* = \frac{v_{\text{max}}}{v_2} = \frac{1}{\text{MVDR}} \frac{\sin \beta_2^*}{\sin \beta_1^*} \left(\frac{v_{\text{max}}}{v_1} \right)_{\text{inc}}^* \quad (4-14)$$

Basierend auf dem äquivalenten Diffusionsfaktor $D_{\text{eq,inc}}^*$ kann die Impulsverlustdicke $\left(\frac{\theta}{c}\right)_{\text{inc}}^*$ des Nachlaufs mit Hilfe der empirischen Korrelation

$$\left(\frac{\theta}{c}\right)_{\text{inc}}^* = \frac{0,013}{2,62 - D_{\text{eq,inc}}^*} - 0,004 \quad (4-15)$$

bestimmt werden (Grieb, 2009). Daraus lässt sich der Profilverlust für inkompressible Strömung als:

$$\omega_{\text{p,inc}}^* = \frac{2}{5} (\text{MVDR})^2 \frac{\sin^2 \beta_1^*}{\sin^3 \beta_2^*} \left(\frac{\theta}{c}\right)_{\text{inc}}^* \quad (4-16)$$

bestimmen (König u. a., 1996a). Die Verluste für inkompressible Strömung werden wie folgt für kompressible Strömung korrigiert:

$$\Delta \omega_{\text{p}}^* = K_{11,1} M_1^2 \omega_{\text{p,inc}}^* \quad (4-17)$$

Es existieren sehr detaillierte Korrelationen, um die Stoßverluste im Verdichtergitter zu beschreiben, wie zum Beispiel von König u. a. (1996b) und Schobeiri (1997) veröffentlicht. Beide Modelle nehmen einen Prandtl-Meyer Expansionsfächer an, um eine mittlere Vorstoßmachzahl abzuschätzen und damit die Stoßverluste zu bestimmen. Da das vorgestellte Modell anhand von S1-Rechnungen auf eine Profilgeometrie kalibriert wird und somit keine universelle Beschreibung der Verluste nötig ist, hat sich ein einfaches empirisches Modell nach Grieb (2009) als ausreichend erwiesen. Für Zuströmmachzahlen über der kritischen Machzahl M_1^{cr} wird ein einfacher quadratischer Anstieg der Stoßverluste angenommen:

$$\omega_{\text{SS}}^* = K_{12,1} (M_1 - M_1^{\text{cr}})^2 \quad (4-18)$$

Die Stärke des Verlustanstiegs wird über den Parameter $K_{12,1}$ eingestellt. Die kritische Machzahl M_1^{cr} wird über die maximal Geschwindigkeit auf der Saugseite bestimmt:

$$\frac{K_{13,1}}{M_1^{\text{cr}}} = \left(\frac{v_{\text{max}}}{v_1} \right)_{\text{inc}}^* \quad (4-19)$$

mit $\left(\frac{v_{\text{max}}}{v_1}\right)_{\text{inc}}^*$ aus Gleichung 4-12. Der Parameter $K_{13,1}$ dient zum Ausgleich der Kompressibilität und der Feineinstellung, ab welcher maximalen Machzahl auf der Saugseite Stoßverluste entstehen.

Die Vorhersage des minimalen Totaldruckverlustes wird auf der linken Seite von Abbildung 4-7 und 4-8 gezeigt. Die Unterschallströmung im Statorschnitt zeigt nur eine geringe Variation des minimalen Verlustes, da die Grenzschicht in allen MISES Rechnungen im Punkt des minimalen Verlustes anliegend ist. Im Hinblick darauf, dass für dieses Profil die Variation der Verluste in Abhängigkeit der Inzidenz wesentlich höher ist als die Variation des minimalen Verlustes über Machzahl und MVDR, ist die Approximation adäquat. Über einer Machzahl von $M_1=0,7$ extrapoliert die Korrelation die Verluste, da der Datensatz hier keine Datenpunkte mehr beinhaltet. Auch der Anstieg der Verluste bei

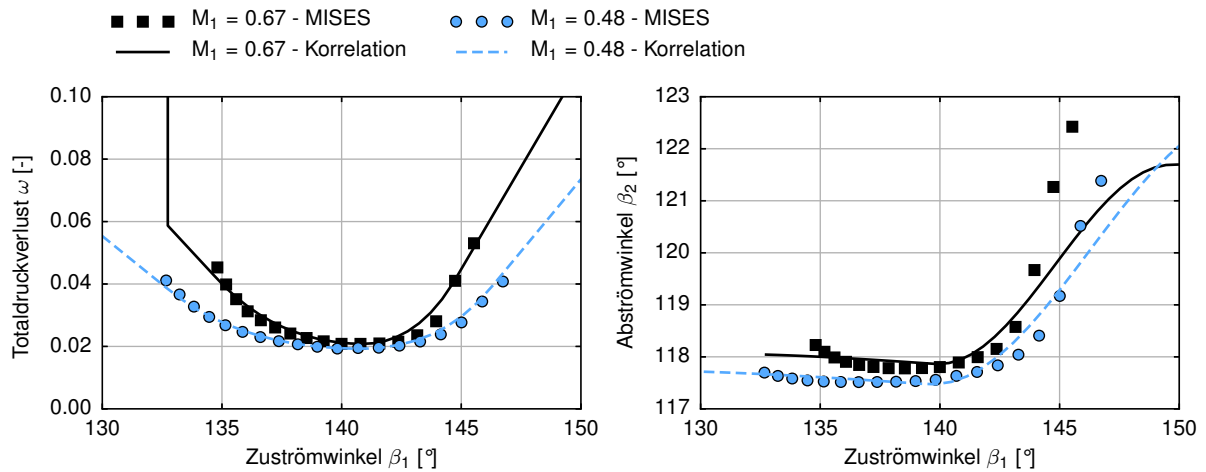


Abbildung 4-9 Charakteristik des Verlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels (rechts) für Rig250-S4-Mid (MVDR = 1,06, $Re = 1,11 \cdot 10^6$).

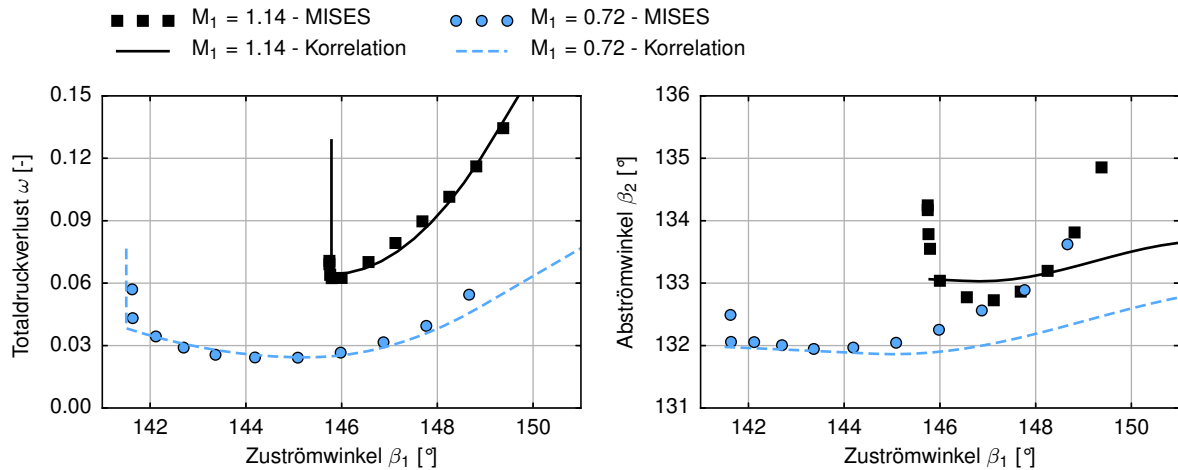


Abbildung 4-10 Charakteristik des Verlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels (rechts) für Rig250-R1-Mid (MVDR = 1,12, $Re = 2,45 \cdot 10^6$).

$M_1=0,9$ wird nur angenommen und kann nicht durch Datenpunkte bestätigt werden. Die Verluste im Rotorschnitt werden im Mittel über die Machzahl gut wiedergegeben. Die komplexen Abhängigkeiten zwischen Zuströmmachzahl, MVDR und Reynoldszahl können allerdings nicht in allen Details aufgelöst werden. Da sich das Stoßsystem im realen Rotor anders verhält als im Verdichtergitter, ist die Approximation für die Anwendung in einem Throughflow-Verfahren ausreichend.

4.3.5. Verhalten bei Fehlanströmung

Vom Verhalten bei Referenzströmung werden der Verlust ω und der Abströmwinkel β_2 bei Fehlanströmung abgeleitet. Zur Bestimmung von ω wird zuerst der über den Arbeitsbereich normierter

Zuströmwinkel ξ_1 definiert:

$$\xi_1 = \begin{cases} \frac{\beta_1 - \beta_1^*}{\beta_1^{\text{st}} - \beta_1^*} & \text{für } \beta_1 \geq \beta_1^*, \\ \frac{\beta_1 - \beta_1^*}{\beta_1^* - \beta_1^{\text{ns}}} & \text{für } \beta_1 < \beta_1^*. \end{cases} \quad (4-20)$$

Als Nächstes wird der relative Totaldruckverlust η berechnet, der zur Bestimmung des für Fehlanströmung korrigierten Totaldruckverlusts ω verwendet wird:

$$\eta = (1 - \zeta)\xi_1^2 + \zeta\xi_1^4 \quad \text{für } -1 < \xi_1 \leq 1 \quad \text{und} \quad (4-21)$$

$$\omega = \omega^*(1 + \eta). \quad (4-22)$$

Außerhalb des Arbeitsbereichs wird eine lineare Extrapolation der Verluste angenommen. In Gleichung 4-21 blendet der Formfaktor

$$\zeta = K_{14,1} \frac{1}{1 + K_{5,3} M_1^3}, \quad (4-23)$$

abhängig von der Machzahl von einem quadratischen auf einen Ansatz vierter Potenz über. In dieser Gleichung wird der Parameter $K_{5,3}$ aus der Definition der Abreißgrenze in Gleichung 4-6 wiederverwendet. Dies dient zur Steigerung der numerischen Robustheit, da sich Gleichung 4-23 als nicht ausreichend erwiesen hat, einen eigenen Parameter stabil festzulegen.

Für den Abströmwinkel wird ein weiterer auf den Arbeitsbereich normierter Zuströmwinkel ξ_2 definiert:

$$\xi_2 = \frac{2\beta_1 - (\beta_1^{\text{st}} + \beta_1^{\text{ns}})}{\beta_1^{\text{st}} - \beta_1^{\text{ns}}}. \quad (4-24)$$

Im Vergleich zu ξ_1 besitzt ξ_2 eine stetige erste Ableitung nach β_1 . Für das Verhalten des Abströmwinkels bei Fehlanströmung kommt eine Ansatzfunktion auf Basis von Sinus und Kosinus zum Einsatz:

$$\frac{\beta_2 - \beta_2^*}{\beta_1^{\text{st}} - \beta_1^{\text{ns}}} = \begin{cases} -K_{15,1} + 2K_{15,2} & \text{für } \xi_2 \leq -2, \\ K_{15,1} \sin(\frac{\pi}{4}\xi_2) + K_{15,2}(1 - \cos(\frac{\pi}{2}\xi_2)) & \text{für } -2 < \xi_2 \leq 0, \\ K_{15,1} \sin(\frac{\pi}{4}\xi_2) + K_{15,3}(1 - \cos(\frac{\pi}{2}\xi_2)) & \text{für } 0 < \xi_2 \leq 2, \\ K_{15,1} + 2K_{15,3} & \text{für } 2 < \xi_2. \end{cases} \quad (4-25)$$

Der Ansatz wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und ist so gewählt, dass für eine Zuströmung weit außerhalb des Arbeitsbereichs eine stetige Überleitung auf eine konstante Extrapolation erfolgt. Dadurch wird ein robustes Verhalten bei der Kalibrierung sowie in Throughflow-Rechnungen sichergestellt. In der Mitte des Arbeitsbereichs wird durch den Sinus-Ansatz ein annähernd lineares Verhalten zwischen Zu- und Abströmwinkel erreicht. Für Fehlanströmung steigt die Minderumlenkung durch die Kosinus-Terme an.

Abbildungen 4-9 und 4-10 ziehen den Vergleich zwischen MISES-Rechnungen bei Fehlanströmung und den Auswertungen der Korrelation. Es wird die Auslegungsmachzahl und eine reduzierten Machzahl betrachtet. In den Abbildungen wird ein Validierungsdatensatz gezeigt, da die Datenpunkte, die zur Kalibrierung verwendet werden, ungleichmäßig über dem Anströmwinkel verteilt sind. Sowohl für das Stator- als auch für das Rotorprofil werden die Verluste aus MISES sehr gut

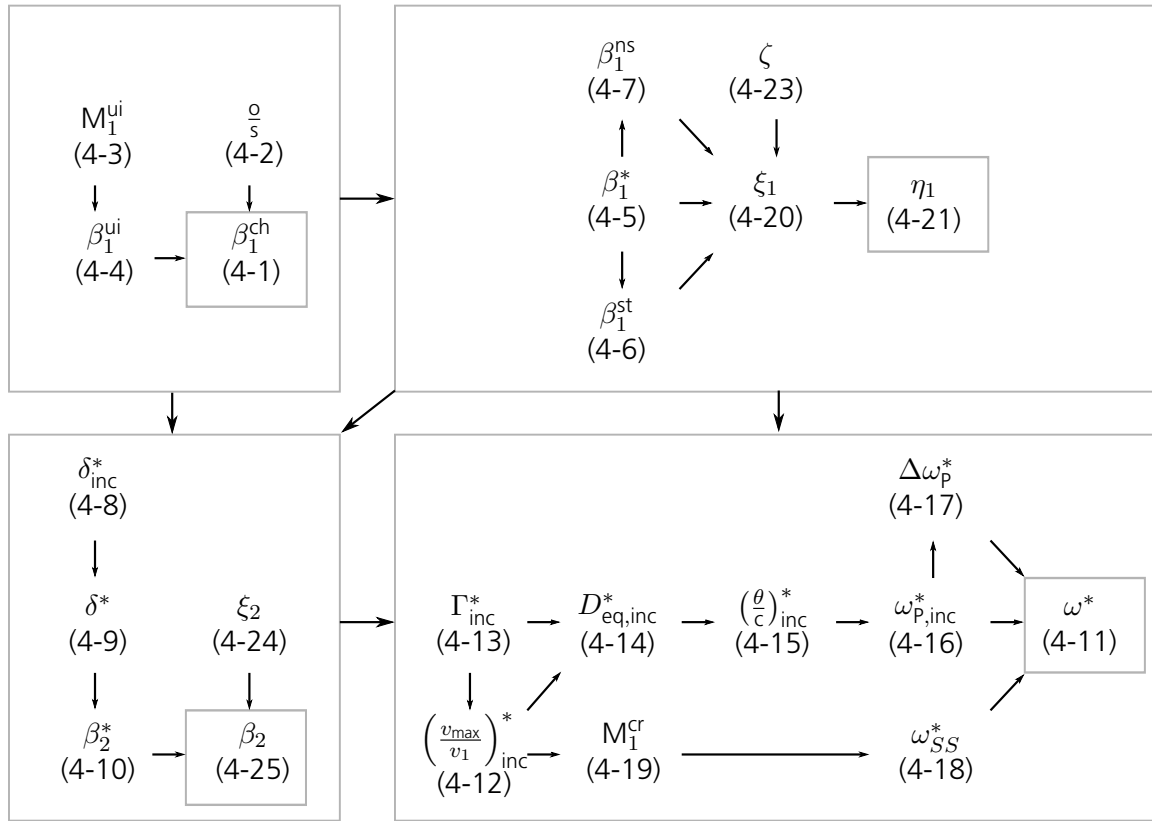


Abbildung 4-11 Abhängigkeiten zwischen den implementierten Korrelationen. Korrelationen sind aufgetragen in vier Blöcken, die nacheinander kalibriert werden. In Klammern ist die Nummer der Gleichung angegeben.

wiedergegeben. Für den Statorschnitt beschreibt die Korrelation des Abströmwinkels die MISES-Ergebnisse im Bereich der Referenzinzidenz gut. Für positive Inzidenz steigt der Approximationsfehler. Es lässt sich erkennen, dass die Korrelation für hohe Inzidenzen stetig in eine konstante Extrapolation übergeht. Im Rotorschnitt zeigen die MISES-Ergebnisse vor allem bei der Auslegungsmachzahl eine hohe Variation des Abströmwinkels über einen kleinen Inzidenzbereich. Im Bereich der minimalen Verluste bei $\beta_1=146^\circ$ wird der Abströmwinkel gut getroffen. Bei Fehlanströmung weist die Korrelation aber nicht den starken Anstieg im Abströmwinkel auf, den die Datenpunkte aufweisen. Dies liegt in der starken Variation des Abströmwinkels über der Machzahl begründet, die nicht von dem Modell der Fehlanströmung erfasst werden kann.

4.4. Kalibrierungsmethodik

Insgesamt besitzen die vorgestellten Korrelationen 25 Parameter $K_{i,j}$, die nun speziell für eine Profilgeometrie kalibriert werden sollen. Dazu wird ein Datensatz mit MISES-Lösungen verwendet, wie er in Kapitel 4.2 vorgestellt wurde. Der Kalibrierungsprozess gliedert sich in zwei Phasen: erst findet ein Auswahlprozess und eine Gewichtung der Daten statt, danach folgt die eigentliche Kalibrierung. Alle Schritte sind in einem hohen Maß automatisiert, sodass keine gesonderten Einstellungen getroffen werden müssen und eine Benutzerinteraktion nicht erforderlich ist.

Der Auswahlprozess beginnt damit, dass Polaren verworfen werden, deren Minimum am Rand der

Polare liegt. Im Fall einer unvollständigen Polare kann der minimale Verlust nicht mit Sicherheit bestimmt werden. Zusätzlich werden Polaren verworfen, die sich nur aus Betriebspunkten zusammensetzen, die großflächig abgelöst sind. Als großflächig abgelöst werden Ergebnisse interpretiert, in denen der Reibungsbeiwert auf mindestens 70% der Saugseite kleiner oder gleich Null ist. Als Nächstes wird für jeden Datenpunkt ein Gewicht berechnet, das beeinflusst, wie stark der Betriebspunkt in den Kalibrierungsprozess eingeht. Es muss hauptsächlich verhindert werden, dass extreme Betriebspunkte die Approximationsqualität im eigentlichen Arbeitsbereich negativ beeinflussen. Dabei soll allerdings sichergestellt sein, dass die Korrelationen zumindest die Trends in Richtung extremer Betriebsbereiche beschreiben. In das Gewicht fließt der Totaldruckverlust im Vergleich zu einem Referenzverlust ein, zusätzlich wird der Abstand zu anderen Datenpunkten in der Polare und der Grad einer Grenzschichtablösung berücksichtigt.

Die Korrelationen sind in der Programmumgebung als ein gerichteter Graph implementiert, dieser ist in Abbildung 4-11 aufgetragen. Dabei stellt jede Korrelation einen Knoten dar, die Kanten beschreiben die Abhängigkeiten zwischen den Korrelationen. In der Grafik sind die Korrelationen in vier voneinander abhängige Blöcke aufgeteilt. Beispielsweise basiert die Berechnung des Verlustanteils $\omega_{p,inc}^*$ auf der Impulsverlustdicke $(\frac{\theta}{c})_{inc}^*$. Die Abhängigkeiten nach den Strömungswinkeln β_1^* und β_2^* sind nicht explizit eingetragen, da der gesamte Block bereits diese Abhängigkeit aufweist. Auf Basis dieser Implementierung konnten während der Entwicklung einzelne Modelle, also Knoten im Graph, einfach ausgetauscht werden, um unterschiedliche Korrelationsansätze zu testen. Für jede Korrelation sind die Ableitungen bezüglich ihrer Abhängigkeiten implementiert. Dadurch können über den Graphen beliebige Ableitungen der Ausgabegrößen zu den Eingabegrößen bestimmt werden. Dies ermöglicht den Einsatz von Gradientenverfahren im Kalibrierungsprozess.

Die wichtigen Ausgabegrößen der Korrelationen zur Berechnung der Throughflow-Strömung sind Verlust ω , Abströmwinkel β_2 und Sperrgrenze β_1^{ch} . Entsprechend soll der Approximationsfehler in diesen drei Größen minimiert werden. Dazu wird während des Kalibrierungsprozesses der Graph von Korrelationen in mehrere Teile zerlegt, die aufbauend aufeinander kalibriert werden. Jedes Teilproblem stellt ein nichtlineares Ausgleichsproblem dar, das mit einem numerischen Optimierungsalgorithmus mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate gelöst wird. Abströmwinkel β_2 und Sperrwinkel β_1^{ch} formen jeweils ein Ausgleichsproblem. Die Kalibrierung der Verluste wird aufgeteilt: der minimale Totaldruckverlust ω^* wird unabhängig vom Verhalten bei Fehlanströmung η kalibriert. Dies gewährleistet eine hohe Genauigkeit im Bereich geringer Verluste und vermeidet, dass im Kalibrierungsprozess ein Kompromiss auf Kosten der Genauigkeit im Bereich der minimalen Verluste eingegangen wird. Diese Aufteilung entspricht den vier Blöcken in Abbildung 4-11. Die Reihenfolge, in der die Teilprobleme gelöst werden, ist wie folgt: Wie in Abbildung 4-11 erkennbar, hängt die Beschreibung der Sperrgrenze β_1^{ch} nicht von den anderen Blöcken ab. Dementsprechend kann sie zuerst kalibriert werden. Für Datensätze, die nur unzureichende Information über die Sperrgrenze beinhalten, wird mit einer geometrischen Bestimmung des Engquerschnitts gearbeitet. Als nächstes werden die Korrelationen für das Verhalten bei Fehlanströmung η kalibriert, dies beinhaltet hauptsächlich die Parameter des Arbeitsbereichs β_1^* , β_1^{st} und β_1^{ns} . Da die Berechnung der Verluste auf den Strömungswinkeln basiert, ist es notwendig, zuerst den Abströmwinkel β_2 und erst dann den minimalen Verlust ω^* zu kalibrieren.

Um eine robuste Lösung der Ausgleichsprobleme zu gewährleisten, sind den Kalibrierungsparamete-

Tabelle 4-2 Approximationsfehler zwischen den vorgestellten Korrelationen und MISES. Der Approximationsfehler wird als arithmetisches Mittel aus den Beträgen der Fehler aller Testprofile gebildet.

* = Das Testprofil Köller Nr. 6 ist im Approximationsfehler nicht berücksichtigt, da $2 \cdot \omega^*$ mit MISES nicht erreicht wurde.

	$M_1^{dp} < 1$	$M_1^{dp} \geq 1$	Gesamt
Abs. Approximationsfehler ω^{dp}	0,0007708	0,003031	0,001182
Rel. Approximationsfehler ω^{dp}	2,298%	5,405%	2,863%
Abs. Approximationsfehler β_2^{dp}	0,1170°	0,05647°	0,1060°
Abs. Approximationsfehler β_1^{st} *	0,1997°	0,3089°	0,2205°

tern obere und untere Schranken zugeordnet. Als Optimierungsalgorithmus wird eine Implementierung des Newton Conjugate-Gradient Verfahrens verwendet (Jones u. a., 2001). Um eine Konvergenz in ein lokales Minimum zu vermeiden, wird die Optimierung von verschiedenen Punkten im Parameterraum gestartet.

4.5. Ergebnisse: Testprofile

In den Abbildungen 4-12 und 4-13 werden für jedes Testprofil die Verluste aus den vorgestellten Korrelationen mit MISES-Rechnungen verglichen. Es sind zwei Machzahlen aufgetragen: die Machzahl im Auslegungspunkt und eine um ca. 30% reduzierte Machzahl. Die gezeigten MISES-Rechnungen stammen aus einem Validierungsdatensatz mit engmaschig verteilten Betriebspunkten. Diese Darstellung gibt einen breiten Überblick über die Approximationsqualität der Korrelationen. In allen Fällen werden die Verläufe der MISES-Rechnungen gut wiedergegeben. An mehreren Stellen weisen die MISES-Charakteristiken Lücken auf. Hier konnte mit MISES keine konvergente Lösung gefunden werden. Generell ist der Approximationsfehler für die Testfälle mit subsonischer Strömung am geringsten. Mit dem Auftreten von Verdichtungsstößen wird auch das Verhalten der Verluste komplexer und komplizierter zu beschreiben, wodurch der Approximationsfehler steigt. Die Fehler sind im Bereich des minimalen Totaldruckverlustes am geringsten und wachsen bei Fehlanströmung.

Um die Approximationsqualität der vorgestellten Korrelationen zu bemessen, sind in Tabelle 4-2 die Approximationsfehler von Abströmwinkel und Totaldruckverlustbeiwert im Auslegungspunkt und vom Zuströmwinkel an der Abreißgrenze im Vergleich zu MISES gegeben. Für den Verlust wurden ein absoluter und ein relativer Fehler gebildet. Abweichungen in den Winkeln werden nur absolut betrachtet. Zusätzlich wird unterschieden zwischen subsonischen und supersonischen Zuströmbedingungen. Der durchschnittliche relative Approximationsfehler der Verluste ist kleiner 3%. Dabei ist der relative Fehler für subsonische angeströmte Profile um mehr als einen Faktor zwei geringer als für supersonische Anströmung. Der Fehler im Abströmwinkel ist durchschnittlich im Bereich 0,1°. Hier ist der Fehler für supersonische Zuströmung geringer als für subsonische Zuströmung. Dies liegt darin begründet, dass bei Profilen für supersonische Zuströmung die Streuung des Abströmwinkels im Kennfeld generell wesentlich geringer ist, somit wird er insgesamt genauer beschrieben. Zur Bewertung, wie genau die Korrelationen das Verhalten der Abreißgrenze beschreiben, ist noch der Approximationsfehler für den Zuströmwinkel an der Abreißgrenze bei $2 \cdot \omega^*$ gegeben. Im gesamten Mittel ist dieser nur knapp über 0,2° und damit sehr zufriedenstellend.

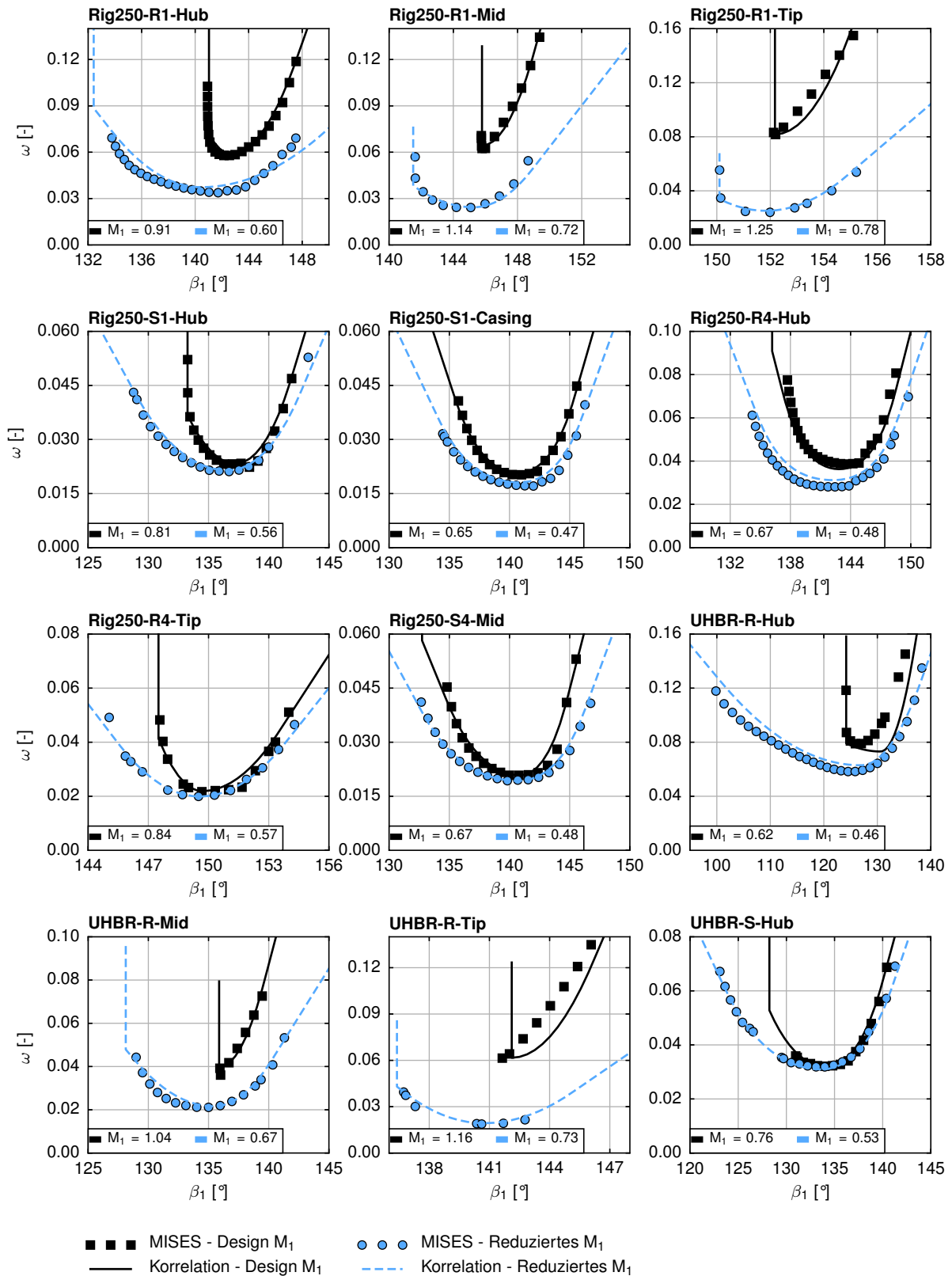


Abbildung 4-12 Korrelationen für die Testprofile (Teil 1).

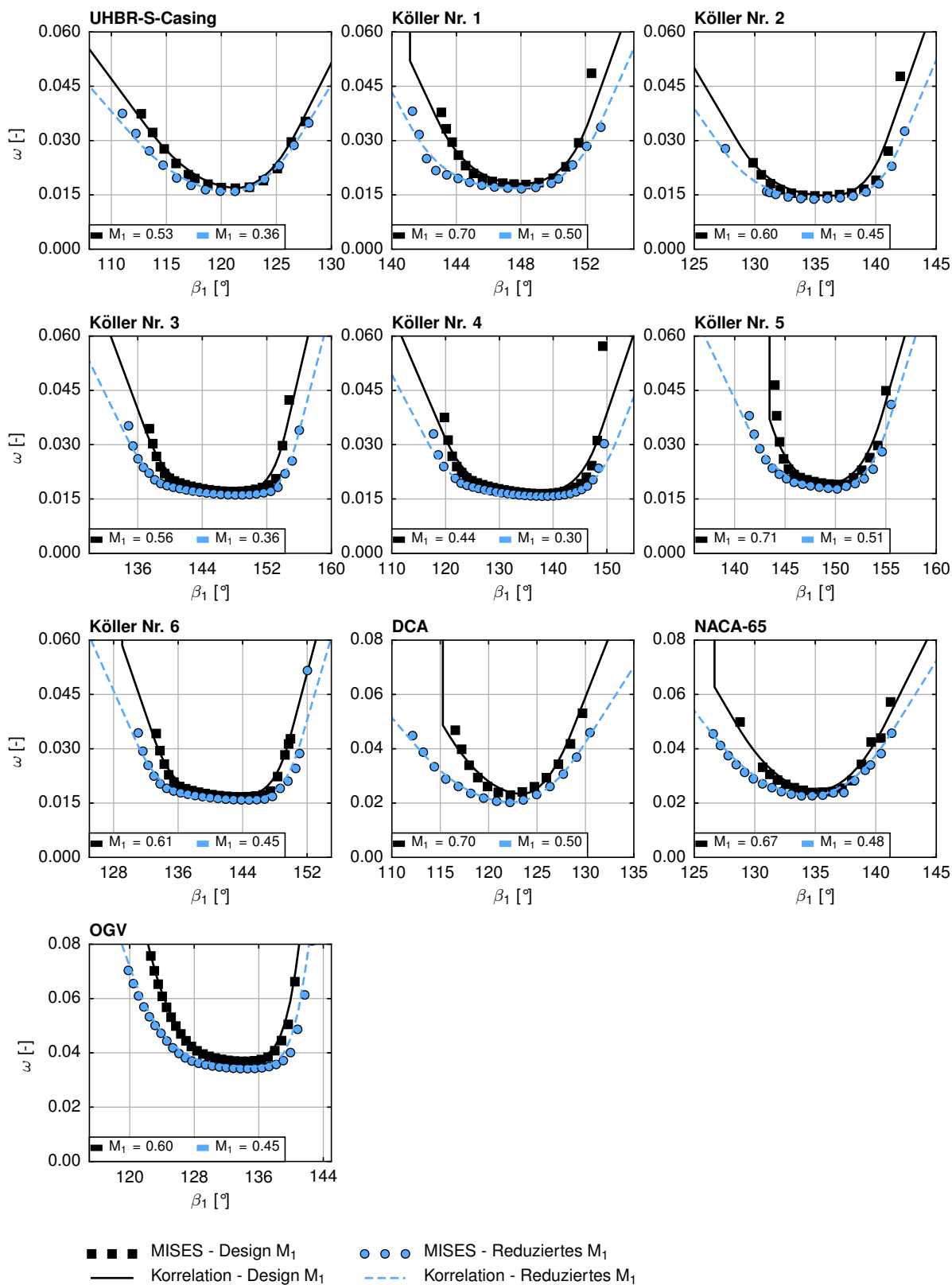


Abbildung 4-13 Korrelationen für die Testprofile (Teil 2).

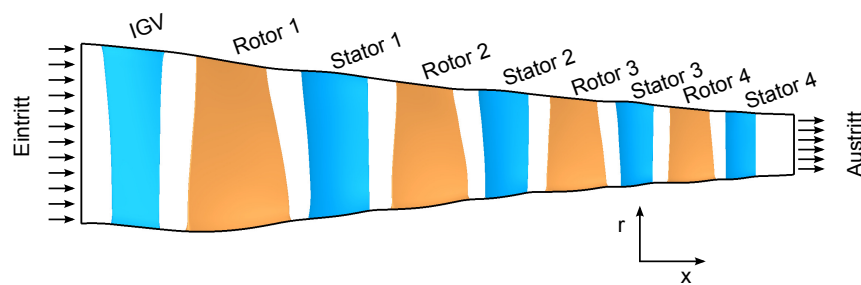


Abbildung 4-14 Strakverlauf und Schaufelpositionen von DLR-Rig250.

Damit der Approximationsfehler der Korrelationen besser eingeordnet werden kann, wird betrachtet, wie gut Simulationen mit Euler-Grenzschichtverfahren und Experimenten am Verdichtergitter übereinstimmen. Für subsonische Profile wird von Küsters u. a. (2000) eine Genauigkeit von $\pm 0,2 - 0,4^\circ$ im Abströmwinkel und $\pm 0,0008$ im Totaldruckverlustbeiwert angegeben. Küsters vergleicht bereits während des Experiments die Messung der isentropen Machzahlverteilung mit vorgegebenen MISES-Ergebnissen, womit eine besonders hohe Übereinstimmung erzielt werden kann. Im Vergleich dazu rechnet Casey (1994b) bei anliegenden Grenzschichten mit einer relativen Genauigkeit von 10% bei der Bestimmung des Totaldruckverlustbeiwerts. Denton und Cumpsty (1993) sind konservativer und geben eine relative Genauigkeit von 20% an. Sowohl bei Fehlanströmung als auch bei transsonischer Strömung ist mit wesentlich höheren Ungenauigkeiten zu rechnen. Casey gibt eine Genauigkeit von $\pm 1^\circ$ bei transsonischer Strömung an und bezieht sich dabei auf Calvert (1991). In der Arbeit von Calvert wird $\pm 0,02$ als Genauigkeit für den Totaldruckverlustkoeffizienten bei transsonischer Strömung angegeben. Insgesamt ist die Genauigkeit der vorgestellten Korrelationen im Vergleich zu MISES-Rechnungen also im Schnitt deutlich höher als die Genauigkeit, die im Vergleich mit Experimenten erreicht wird. Durch detailliertere Korrelationen ist es zwar möglich, die Ergebnisse mit MISES genauer zu beschreiben, der wesentlich größere Fehler zwischen Experiment und MISES lässt sich aber nicht beeinflussen.

4.6. Ergebnisse: DLR-Rig250

Die Bewertung der Korrelationen wurde bis zu diesem Punkt nur auf der Ebene des Verdichtergitters durchgeführt. Im Folgenden werden Throughflow-Rechnungen mit den vorgestellten Korrelationen mit 3D CFD und Messungen verglichen. Dazu werden Nachrechnungen für den in Abbildung 4-14 dargestellten Testverdichter DLR-Rig250 durchgeführt. Der Verdichter ist ein vierstufiger Forschungsverdichter des Instituts für Antriebstechnik am DLR (Enders, 2011) und besteht aus zwei transsonischen Stufen, gefolgt von zwei Unterschallstufen. Für den Betrieb bei Teildrehzahl ist das Rig mit einem variablen IGW und zwei variablen Statorreihen ausgestattet. Dabei wird das IGW von 100% auf 60% Drehzahl um 50° gedreht und Stator 1 und 2 um 25° bzw. $12,5^\circ$ verstellt.

Zur Erzeugung des Throughflow-Modells werden die Schaufelgeometrien mit fünf Stromflächen aus einer 3D CFD-Rechnung verschnitten. Wie in diesem Kapitel vorgestellt, wird für jeden Schnitt ein Datensatz mit MISES-Rechnungen angelegt, durch den die Kalibrierungsparameter ermittelt werden. Der für jeden Schnitt erforderliche Auslegungspunkt wird auch aus der gerade erwähnten

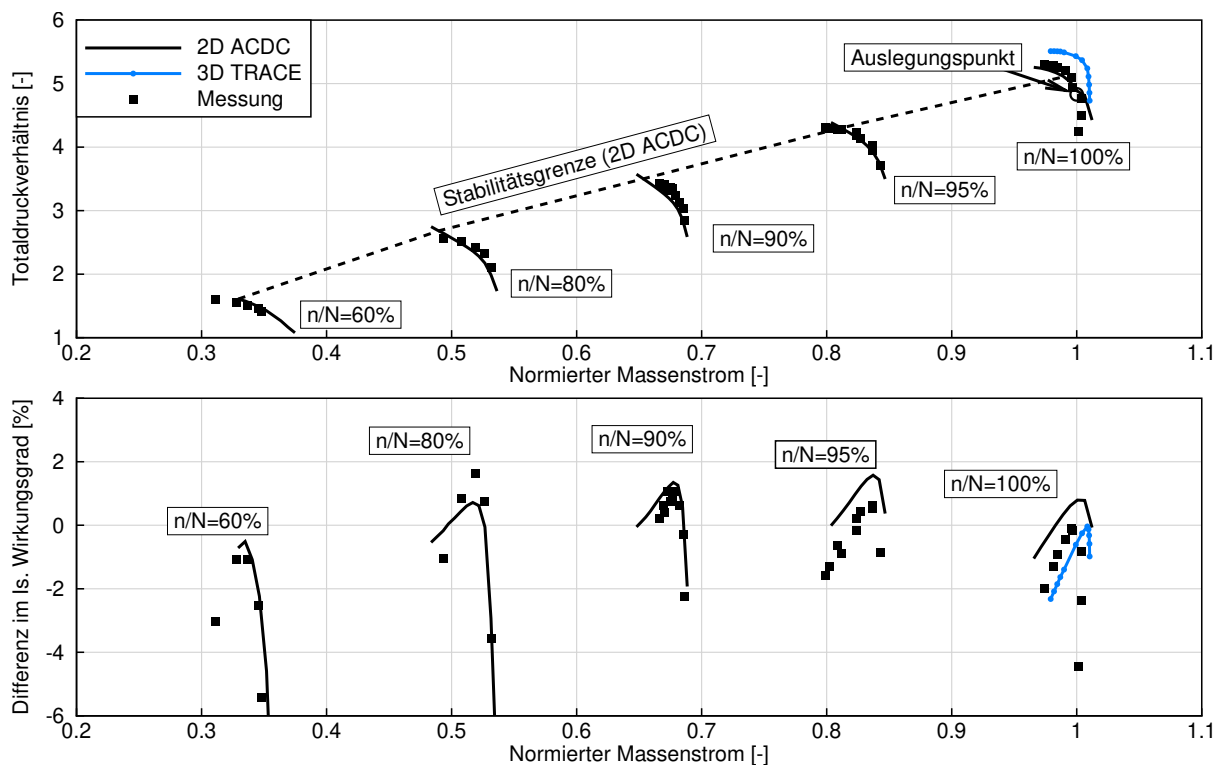


Abbildung 4-15 Kennfeld von DLR-Rig250. Es werden ACDC Rechnungen mit Messungen bei Drehzahlen von 60% bis 100% verglichen. Zusätzlich sind für die 100% Drehzahl TRACE-Ergebnisse dargestellt.

3D CFD-Lösung entnommen. Innerhalb des Throughflow-Verfahrens werden die Kalibrierungsparameter über die radiale Höhe linear interpoliert, um Totaldruckverlust und Abströmwinkel auf den einzelnen Stromlinien zu bestimmen. Dabei hängt der Wert der Minderumlenkung maßgeblich von der Berechnung des MVDR ab. Eine unabhängige Berechnung des MVDR für jede Stromlinie hat sich als numerisch instabil erwiesen, da in Kombination mit dem radialen Gleichgewicht unphysikalische Betriebszustände in der Nähe von Nabe und Gehäuse entstehen können. Aus diesem Grund wird ein modifizierter Gauß-Filter verwendet, um die Dichte und die Meridionalgeschwindigkeit am Ein- und Austritt der Schaufelreihe zu glätten, bevor das MVDR berechnet wird. Wenn die Korrelationen vorhersagen, dass die Sperrgrenze überschritten wird, werden zusätzliche Verluste in Abhängigkeit der Differenz zwischen dem aktuellen Zuströmwinkel und dem Sperrwinkel zu den Profilverlusten addiert. Damit entsteht auch im Kennfeld ein steiler Sperrast.

Die Ergebnisse im Verdichterkennfeld sind in Abbildung 4-15 aufgetragen. Es werden Throughflow-Ergebnisse und Messungen bei fünf Drehzahlen zwischen 60% und 100% relativer Drehzahl verglichen, zusätzlich sind für die 100% Drehzahl 3D CFD Ergebnisse dargestellt. Bei den 3D CFD-Rechnungen handelt es sich um stationäre RANS-Simulationen mit TRACE, die das Wilcox $k-\omega$ -Turbulenzmodell verwenden. Weitere Details zu den Rechnungen finden sich in (Schnoes und Nicke, 2017a).

Im Bereich des Auslegungspunktes liegen Messung, Throughflow und 3D CFD sehr nahe aneinander. Bei den Teildrehzahlen geben die Throughflow-Ergebnisse das Totaldruckverhältnis der Messungen sehr gut wieder. Die maximalen Wirkungsgrade der Drehzahlreihen besitzen Abweichungen

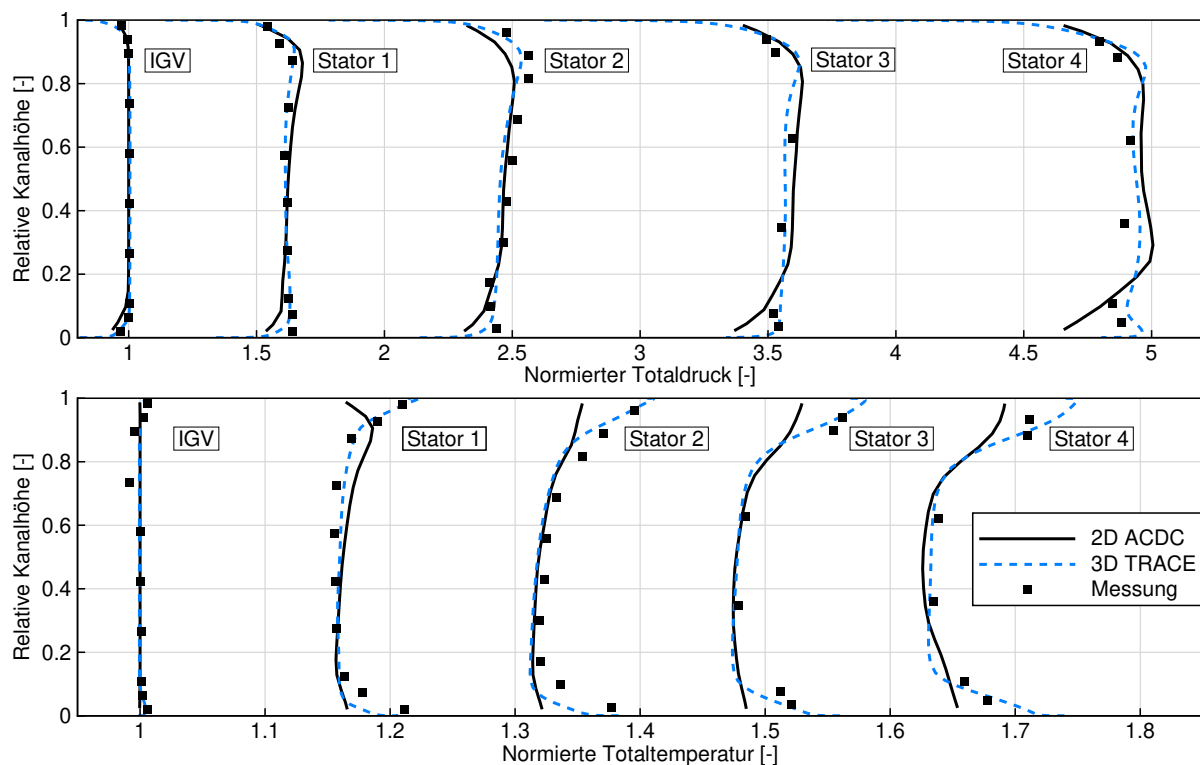


Abbildung 4-16 Radiale Verteilungen von Totaldruck und Totaltemperatur an den Vorderkanten des IGVs und der Statorn von DLR-Rig250 im Auslegungspunkt.

unter 1% und auch der Massenstrom der Punkte ist gut getroffen. Obwohl die Korrelationen der Statorn nicht explizit auf die veränderten Staffelungswinkel bei Teildrehzahl kalibriert sind, wird das Kennfeld über alle Drehzahllinien hinweg gut beschrieben.

Innerhalb von ACDC wird die aerodynamische Stabilität des Verdichters mit dem Koch-Kriterium bewertet. Der Verlauf der Stabilitätsgrenze wird von ACDC im Vergleich zu den Experimenten für die Drehzahlen zwischen 60% und 95% gut wiedergegeben. Bei 100% decken sich das Totaldruckverhältnis der Throughflow-Rechnung zwar sehr gut mit den Messungen, das Koch-Kriterium sagt aber bereits vorher ein Stabilitätsproblem in der dritten Stufe voraus. Für die 60% Drehzahl wurde die Berechnung der Drehzahllinie mit ACDC vor Erreichen der Stabilitätsgrenze wegen Konvergenzproblemen abgebrochen.

Die radiale Verteilungen von Totaldruck und Totaltemperatur an den Vorderkanten des IGVs und der Statorn sind für den Auslegungspunkt in Abbildung 4-16 dargestellt. Die 3D CFD-Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen. In der Kernströmung sagt ACDC sowohl Totaldruck als auch Totaltemperatur gut vorher. In der Nähe der Endwände sind die Abweichungen dagegen größer. Die Änderung in der Umfangskomponente der Geschwindigkeit wird von ACDC an Nabe und Gehäuse geringer vorhergesagt als von der 3D CFD, deshalb ist die Totaltemperatur geringer. Der Verlauf des Totaldrucks am Gehäuse wird gut getroffen. An der Nabe wird der Totaldruckverlust überschätzt und akkumuliert sich zu einem Defizit im Totaldruck.

Um die Vorhersage der Strömungswinkel durch die Korrelationen zu bewerten, sind in Abbildung 4-17 die radialen Verteilungen der Strömungswinkel am Ein- und Austritt jedes Rotors dargestellt.

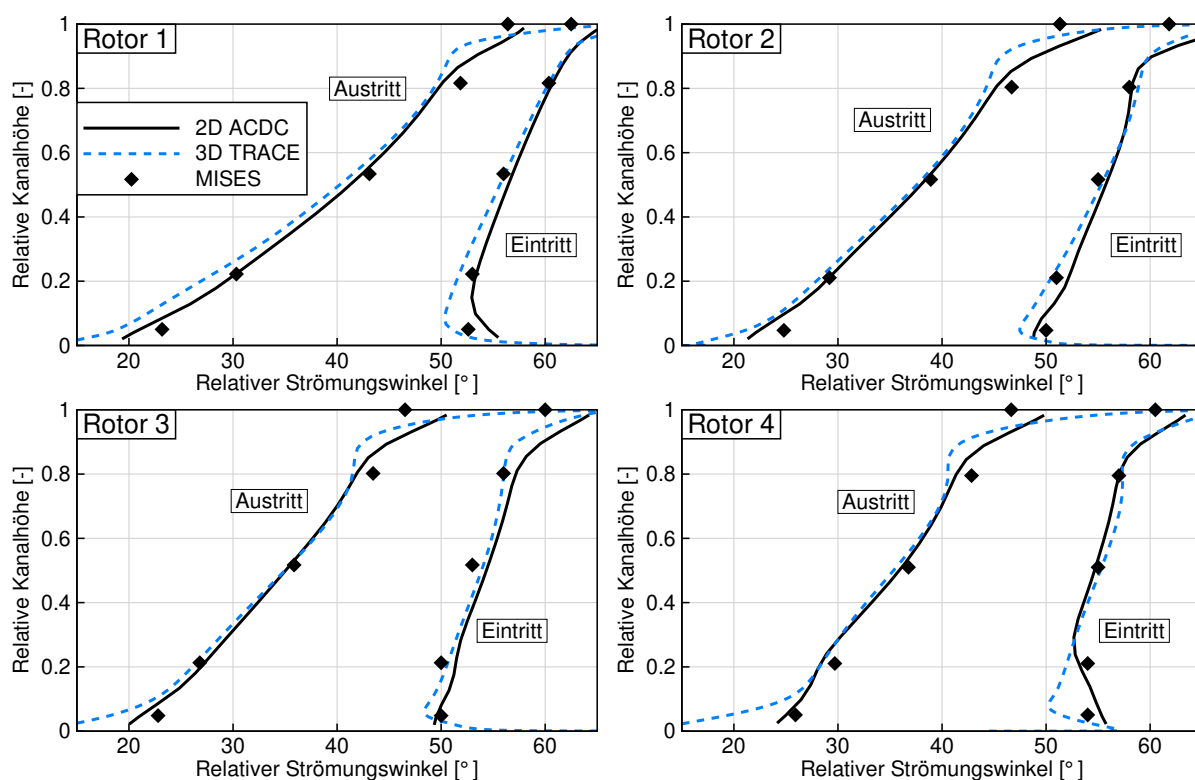


Abbildung 4-17 Strömungswinkel im Relativsystem für die vier Rotoren von DLR-Rig250 im Auslegungspunkt.

Messergebnisse sind für die Strömungswinkel nicht verfügbar, da die Vorderkanteninstrumentierungen nur Totaldruck und Totaltemperatur messen. Der geringfügig kleinere Massenstrom der Throughflow-Rechnung führt im Vergleich zu den 3D CFD-Ergebnissen zu einer erhöhten Inzidenz im ersten Rotor. Im Mittelschnitt für Rotor 1 ist die Abweichung im Austrittswinkel zwischen ACDC und 3D CFD unter 1° , für die folgenden drei Rotoren unter $0,6^\circ$. Am Gehäuse gibt die Modellierung des Rotorspalts den Abströmwinkel im Trend gut wieder. Die starke Überumlenkung an der Nabe wird von den Throughflow-Ergebnissen aber nicht beschrieben. Obwohl die Modellierung der 3D Strömungseffekte im Throughflow-Verfahren eine Überumlenkung beinhaltet, unterschätzt diese die Änderung des Abströmwinkels. Da das Hauptaugenmerk dieser Arbeit nicht auf der Modellierung der Randzonen liegt, sei hier auf die Arbeiten von Howard und Gallimore (1993) und Mönig u. a. (2000) verwiesen, in denen die Haftbedingung an den Endwänden explizit modelliert wird. Zusätzlich zu den ACDC und 3D CFD-Ergebnissen sind in der Abbildung MISES-Ergebnisse auf fünf radialen Schnitten eingetragen. Die Daten sind dem MISES Datensatz zur Bestimmung der Korrelation entnommen. In der Kernströmung liegen MISES und ACDC Ergebnisse nahe aneinander. An den Endwänden gibt es Abweichungen, die hauptsächlich durch die Modellierung der Sekundärströmung innerhalb von ACDC ausgelöst werden. Auffällig ist der erste Rotor, hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen dem Abströmwinkel von MISES und ACDC im Vergleich zur 3D CFD zu beobachten. Dies kann wahrscheinlich auf die starke radiale Beeinflussung der Strömung in dem transsonischen Rotor zurückgeführt werden. Die Annahme von unabhängigen S1-Schnitten verliert in diesem Fall ihre Gültigkeit.

4.7. Zusammenfassung

Dieses Kapitel beschreibt eine Modellierung von Verlust und Abströmwinkel von Verdichtergittern und zeigt eine Methode, die zugrundeliegenden Korrelationen anhand von MISES-Rechnungen zu kalibrieren. Durch den Einbau dieser Modellierung in das Throughflow-Verfahren ACDC ist es möglich, akkurate Nachrechnungen von existierenden Verdichtern durchzuführen, wie am Beispiel von DLR-Rig250 demonstriert wurde. Die Auslegung einer Maschine mit diesem Ansatz ist allerdings umständlich, da die Korrelationen, inklusive der MISES-Rechnungen, für jede Geometrieänderung neu erzeugt werden müssten. Aus diesem Grund wird in den folgenden beiden Kapiteln zuerst eine Profilsystematik vorgestellt, für die dann ein Verfahren implementiert wird, mit dem sich die Kalibrierungsparameter für die Profile innerhalb der Systematik bestimmen lassen. Dadurch wird es möglich, nicht nur existierende Verdichter zu beschreiben, sondern auch neue Verdichter zu entwickeln.

5. Auslegungsstrategie für Verdichtergitter

Als erster Schritt auf dem Weg zu einer umfassenden Profilsystematik wird in diesem Kapitel ein Verfahren zur Auslegung von Verdichtergittern mit Hilfe einer Optimierungsstrategie beschrieben. Diese Auslegungsstrategie ordnet den in Kapitel 1.3 definierten Entwurfsanforderungen eine optimierte Profilgeometrie zu. In Kapitel 6 werden mit dieser Auslegungsstrategie mehrere hundert Profile automatisiert ausgelegt, um die gewünschte Profilsystematik zu erzeugen. Damit ergibt sich die Herausforderung, dass die Auslegungsstrategie für sehr unterschiedliche Entwurfsanforderungen Ergebnisse liefern soll, ohne dass der Anwender in den Auslegungsprozess eingreift. Die vorgestellte Methode wurde ursprünglich in (Schnoes und Nicke, 2017b) veröffentlicht und adaptiert den Ansatz von Köller (1999). Für diese Arbeit wird Köllers Strategie auf Zuströmmachzahlen im Überschall übertragen. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Sperrgrenze des Gitters erreicht werden kann.

Um die Qualität der optimierten Profile sicherzustellen, wurde das Auslegungsverfahren auf Basis der in Kapitel 4.1 vorgestellten 22 Testprofile entwickelt. Jedes Testprofil definiert über seine Entwurfsanforderungen ein Entwurfsszenario, in dem eine neue Profilgeometrie gefunden werden soll, die im Hinblick auf Arbeitsbereich und Verlustniveau mit dem ursprünglichen Testprofil mindestens vergleichbar ist. Während der Entwicklung des Optimierungsprozesses wurden die Startgeometrien wiederholt optimiert und der Prozess wurde angepasst, bis für jedes Entwurfsszenario ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden konnte. Das Augenmerk wurde dabei auf den Auslegungspunkt und auf das Verhalten bei Fehlanströmung gelegt. Zusätzlich wurde untersucht, wie sich eine Änderung der Zuströmmachzahl und der Stromröhrenkontraktion auswirkt.

Dieses Kapitel beginnt mit einer Beschreibung der Parametrisierung der Profilgeometrie. Danach wird erläutert, welche Betriebspunkte für jede Geometrieviation gerechnet werden und wie die Zielfunktion und die Restriktionen aufgebaut sind. Zuletzt werden die Ergebnisse von zwei exemplarischen Profilen vorgestellt und im Vergleich zu RANS-Rechnungen diskutiert. Die Ergebnisse für jedes Entwurfsszenario finden sich im nächsten Kapitel.

5.1. Parametrische Beschreibung der Profilgeometrie

Zur parametrischen Beschreibung der Profilgeometrien wird das Programm "BladeGenerator" (Voß und Nicke, 2008) verwendet. Das Verfahren konstruiert die Saug- und Druckseite mit B-Splines und verbindet diese mit einer Vorder- und Hinterkante. Die Kontrollpunkte der B-Splines und die entsprechenden Designparameter sind in Abbildung 5-1 dargestellt. Es werden B-Splines vom Grad drei verwendet, damit besitzt das erzeugte Profil einen stetigen Krümmungsverlauf. Ein hoher Freiheitsgrad wird gewährleistet, indem die Saugseite mit fünf und die Druckseite mit vier Kontrollpunkten beschrieben wird. Die Geometrie der Vorderkante wird durch den Vorderkantenradius, den saug- und druckseitigen Keilwinkel sowie einen Streckungsparameter bestimmt. Der Streckungsparameter wird verwendet, um ellipsoide Vorderkantenformen zu erzeugen. Die Hinterkante ist nur durch ihren Radius und einen Keilwinkel definiert. Insgesamt besitzt die Beschreibung 14 Parameter.

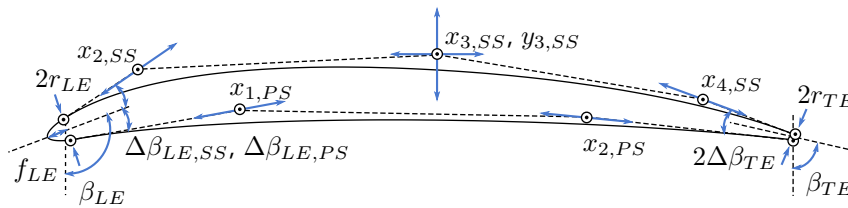


Abbildung 5-1 Parameter der Profilgeometrie (Parameter sind nicht in der Nomenklatur enthalten).

5.2. Anforderungen an die Geometrie

Um die statische und dynamische Festigkeit einer Verdichterschaufel zu bewerten, müssen Profile erst zu einer Schaufel gefädelt und Lasten aufgebracht werden. Für eine einzelne Profilgeometrie lässt sich keine strukturmechanische Belastung definieren. Um trotzdem zu gewährleisten, dass die optimierten Profile zu Schaufelblättern gefädelt werden können, die typischen Belastungen standhalten, werden hier mehrere Restriktionen eingeführt:

- Die dimensionslose Profilfläche $\frac{a}{c^2}$ ist Teil der Entwurfsanforderungen. Die Fläche des ausgewerteten Profils darf nur in einem kleinen Bereich um die Anforderung variieren.
- Die erlaubten minimalen und maximalen Vorder- und Hinterkantenradien hängen von der Profilfläche $\frac{a}{c^2}$ ab. Der erlaubte Vorderkantenradius ist exemplarisch in Abbildung 5-2 dargestellt.
- Die axiale Position des Flächenschwerpunktes des Profils ist auf einen Bereich zwischen 42,5% und 53,5% der Sehnenlänge begrenzt.
- Die maximale Krümmung der Dickenverteilung im Bereich 10% bis 90% der Sehnenlänge wird beschränkt, um konkave Bereiche in der Dickenverteilung zu vermeiden. Dies verhindert lokale Minima in der Dickenverteilung und übermäßig schlanke Profilformen. Ein typischer Verlauf der Krümmung, inklusive dem Limit, ist in Abbildung 5-3 aufgetragen.

Diese Restriktionen haben einen bedeutenden Einfluss auf das Optimierungsergebnis und sind auf Basis der Testprofile gewählt. Sie stellen aber nur Heuristiken dar und können detaillierte Anforderungen an die Struktur nicht ersetzen. Beispielsweise kann nicht berücksichtigt werden, ob das Profil später in einem Fan oder in der ersten Stufe eines Hochdruckverdichters eingesetzt wird. Beide Einsatzbereiche können zwar ähnliche aerodynamische Anforderungen haben, unterscheiden sich aber beispielsweise in den Forderungen nach Vorder- und Hinterkantendicke. Wie auch in (Sieverding u. a., 2004) werden die Restriktionen in dieser Arbeit direkt vom Optimierer behandelt und nicht wie in (Köller, 1999) über eine Straffunktion zu der Zielfunktion addiert.

5.3. Prozesskette zur Berechnung der Betriebspunkte

Für jede Geometrievariation werden mehrere Betriebspunkte gerechnet. Dabei ist die Wahl der Betriebspunkte entscheidend für die Qualität des Optimierungsergebnisses, da ein Optimierungsalgorithmus nur die Eigenschaften eines Profils verbessern kann, die auch in Zielfunktion und Restriktionen einfließen. Entsprechend müssen Betriebspunkte mit unterschiedlicher Inzidenz ausgewertet werden, damit ein weiterer Arbeitsbereich gewährleistet werden kann.

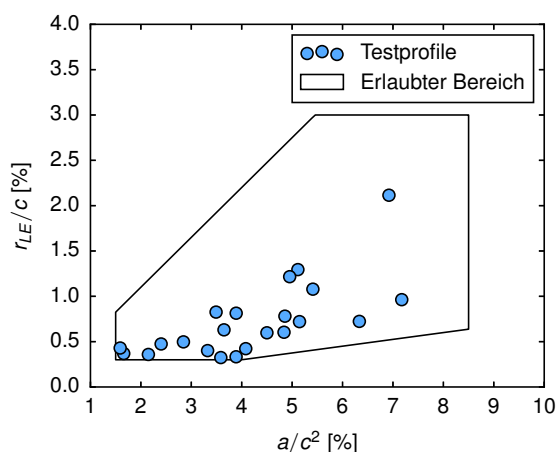


Abbildung 5-2 Erlaubter Vorderkantenradius aufgetragen über der Profilfläche.

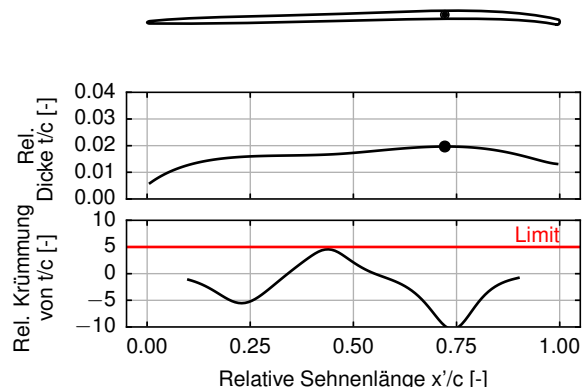


Abbildung 5-3 Dickenverteilung und Krümmung der Dickenverteilung für einen transsonischen Laufradschnitt.

Für eine vorläufige Profildatenbank wurde eine Strategie implementiert, in der eine feste Anzahl von fünf Betriebspunkten gerechnet wurde (Schnoes und Nicke, 2017a). Dabei wurde aus den Entwurfsanforderungen mit Hilfe einer empirischen Korrelation, die auf den Arbeiten von Lieblein (1957) und Aungier (2003) basiert, ein zu erwartender Arbeitsbereich bestimmt. Die fünf Betriebspunkte wurden gleichmäßig über diesen Arbeitsbereich verteilt, mit je zwei Betriebspunkte in Richtung positiver und negativer Inzidenz sowie dem Auslegungspunkt in der Mitte. Innerhalb dieser Studie war der betrachtete Bereich der Zuströmmachzahl auf hohen Unterschall von 0,65 bis 0,95 beschränkt. In diesem Bereich konnten sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Wendet man diese Strategie auf niedrige Zuströmmachzahlen an, kann beobachtet werden, dass im Verlauf der Optimierung Arbeitsbereiche erzielt werden, die deutlich größer sind, als durch die verwendete Korrelation vorhersagt. Somit sind die Inzidenzen der fünf Betriebspunkte noch unkritisch und der eigentliche Versagensmechanismus des Verdichtergitters bleibt in der Optimierung unberücksichtigt. Aus diesem Grund wird hier, wie auch in (Köller, 1999), die Verlustcharakteristik mit einer variablen Anzahl von Betriebspunkten abgefahren, wie es im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

Die Definition der Betriebspunkte für die Profilloptimierung ist in Abbildung 5-4 dargestellt. In der Einleitung wird eine Definition des Arbeitsbereichs vorgestellt, die den doppelten Wert des minimalen Verlustes verwendet. Innerhalb der Optimierung wird mit dem 1,5-fachen des minimalen Verlustes gearbeitet und der damit definierte Arbeitsbereich wird als AB bezeichnet. Dies hat sich als ausreichend erwiesen, um das Verhalten bei Fehlanströmung in der Optimierung zu berücksichtigen und ist gleichzeitig numerisch robuster und benötigt weniger Rechenzeit.

Die Prozesskette zur Auswertung einer Profilgeometrie ist wie folgt: Zuerst wird der Auslegungspunkt gerechnet. Dessen Lage ist durch den Diffusionsfaktor DF^{dp} , der durch die Entwurfsanforderungen gegeben ist, bestimmt. Der Betriebspunkt wird eingestellt, indem der Gegendruck iterativ angepasst wird. Nach einer ersten Näherung des Gegendrucks sind drei MISES-Auswertungen ausreichend, um das gewünschte DF^{dp} einzustellen. Danach wird der Anströmwinkel iterativ erhöht, bis der Verlustkoeffizient größer als das 1,5-fache des Verlustes im Auslegungspunkt ist. Dabei wird ein Delta im Anströmwinkel gewählt, das 20% des erwarteten Arbeitsbereichs entspricht. Dieser wird auch hier basierend auf Arbeiten von Lieblein (1957) und Aungier (2003) berechnet. Der Punkt

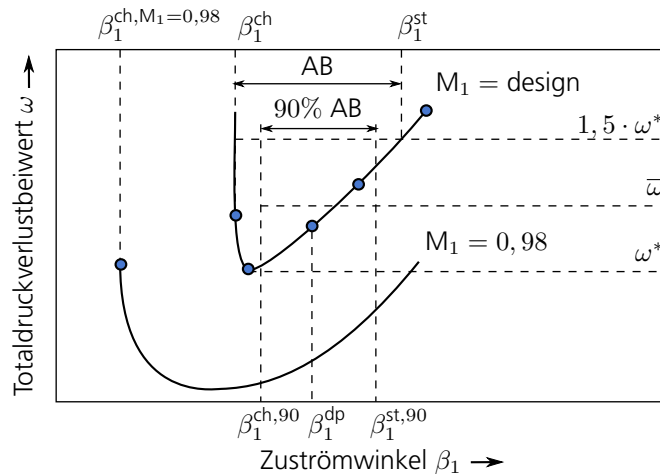


Abbildung 5-4 Definition der Betriebspunkte für die Profilloptimierung.

an der Sperrgrenze wird durch ein iteratives Absenken des Gegendrucks angefahren. Hier endet die Iterationsschleife, wenn das Gitter sperrt oder der Verlustkoeffizient wieder das 1,5-fache des Verlustes im Auslegungspunkt erreicht. Die Erkennung der Sperrgrenze basiert auf einer automatisierten Analyse des Strömungsfeldes, bei der eine Verbindung zwischen Saug- und Druckseite gesucht wird, die in jedem Punkt eine Machzahl größer oder gleich eins besitzt. Wenn eine der MISES-Rechnungen nicht konvergiert, wird die entsprechende Geometrie als gescheitert betrachtet und fließt nicht weiter in die Optimierung ein.

Um genügend Abstand zwischen Auslegungspunkt und Abreißgrenze des Gitters zu garantieren, wird eine Restriktion eingeführt, die die Differenz der Zuströmwinkel im Auslegungspunkt β_1^{dp} und an der Abreißgrenze β_1^{st} relativ zum Arbeitsbereich WR betrachtet:

$$(\beta_1^{st} - \beta_1^{dp}) / AB > 0,4. \quad (5-1)$$

Die vorgestellte Auswahl der Betriebspunkte ist sehr flexibel und passt sich automatisch dem möglichen Arbeitsbereich der Problemstellung an. Für diese Arbeit konnten Profile mit Arbeitsbereichen zwischen 1° und über 40° optimiert werden.

Bei Verdichtergittern mit supersonischer Zuströmung wird ein besonderes Augenmerk auf das Sperrverhalten im Auslegungspunkt und bei einer virtuellen Teildrehzahl gelegt. Diese Betrachtung ist vor allem für stationäre Gasturbinen relevant, für die ein hoher Massendurchsatz bei Teildrehzahl wichtig ist. Abbildung 5-5 zeigt die berechneten Machzahlkonturen eines optimierten Schaufelspitzenprofils im gesperrten Betrieb. Auf der linken Seite ist ein Betriebspunkt bei der Auslegungsmachzahl $M_1=1,2$ dargestellt, auf der rechten Seite bei einer reduzierten Machzahl von $M_1=0,98$, dies soll einem Betriebspunkt bei Teildrehzahl entsprechen. Bei Auslegungsmachzahl sperrt das Verdichtergitter mit einem gestartetem Stoßsystem (links). Durch eine Reduzierung der Anströmmachzahl wechselt das Stoßsystem und das Gitter sperrt im Engquerschnitt (rechts). Je nach Auslegung des Profils kann diese Änderung des Stoßsystems von gestartet auf ungestartet den Massendurchsatz des Verdichtergitters limitieren, wie auch von Calvert und Ginder (1999) beschrieben.

Aus diesem Grund wird ein zusätzlicher Betriebspunkt mit einer Zuströmmachzahl knapp unter eins

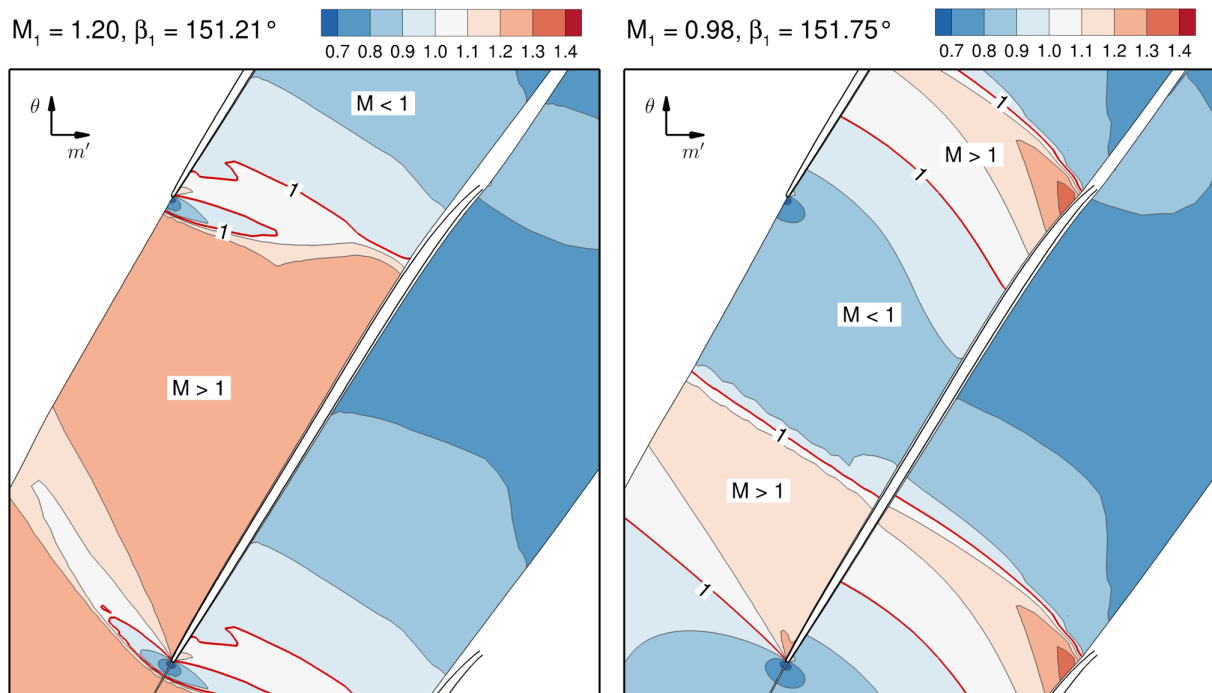


Abbildung 5-5 Mit MISES berechnete Machzahlkonturen eines optimierten transsonischen Schaufelspitzenprofils. Beide Betriebspunkte sind gesperrt mit einem gestartetem (links) und einem ungestarteten (rechts) Stoßsystem.

(0,98) gerechnet, wenn die Zuströmung im Auslegungspunkt im Überschall liegt. Der Gegendruck wird dabei so gewählt, dass das Gitter sperrt. In diesem Machzahl-Bereich stellt sich typischerweise ein ungestartetes Stoßsystem ein. Um für diesen Betriebspunkt einen hohen Massendurchsatz zu gewährleisten, wird die Differenz zwischen dem Zuströmwinkel dieses Betriebspunktes $\beta_1^{\text{ch}, M_1=0,98}$ und dem Sperrwinkel bei Auslegungsmachzahl β_1^{ch} berechnet. Das ursprüngliche Ziel, bei $M_1=0,98$ den gleichen oder einen kleineren Sperrwinkel zu gewährleisten, hat sich als ein sehr hartes Kriterium erwiesen, das für manche Entwurfsanforderungen kaum zu erreichen ist. Deswegen wurde die Restriktion wie folgt eingeführt:

$$\beta_1^{\text{ch}, M_1=0,98} - \beta_1^{\text{ch}} < 0,5^\circ. \quad (5-2)$$

Die $0,5^\circ$ auf der rechten Seite gewährt eine gewisse Toleranz gegenüber der eigentlichen Forderung.

5.4. Definition der Zielfunktion

Die beiden Zielsetzungen in der Profilauslegung sind die Minimierung der Verluste und die Vergrößerung des Arbeitsbereichs. Dieses Problem kann als ein multikriterielles Optimierungsproblem mit einer Menge von Pareto-optimalen Lösungen formuliert werden. Nach der Optimierung müsste dann entschieden werden, welcher Entwurf aus einer Menge der Pareto-optimalen Lösungen gewählt wird. Im Hinblick auf die Profilsystematik wird allerdings nur eine einzige optimale Lösung pro Auslegungsaufgabe gesucht. Ein zweiter Punkt, der gegen eine multikriterielle Optimierung spricht, ist, dass der Arbeitsbereich AB über den minimalen Verlust definiert ist. Verlustniveau und

Arbeitsbereich sind in ihrer Definition also stark abhängig voneinander, was in einer multikriteriellen Optimierung unerwünscht ist. Aus diesen beiden Gründen wird eine lineare Skalarisierung angewendet, um beide Forderungen in eine einzige Zielfunktion zu überführen. Die Zielfunktion setzt sich aus Gewichten multipliziert mit den Zielen Verlust im Auslegungspunkt ω^{dp} , mittlerer Verlust $\bar{\omega}$ und Arbeitsbereich AB zusammen:

$$f(x) = \frac{0.2 \cdot \omega^{\text{dp}} + 0.8 \cdot \bar{\omega}}{0.05} - \frac{\text{AB}}{10^\circ}. \quad (5-3)$$

Der mittlere Totaldruckverlust $\bar{\omega}$ wird durch eine Integration des Verlustes in den mittleren 90% des Arbeitsbereiches, mit den in Abbildung 5-4 definierten Winkeln $\beta_1^{\text{st},90}$ und $\beta_1^{\text{ch},90}$, bestimmt:

$$\bar{\omega} = \frac{1}{\beta_1^{\text{st},90} - \beta_1^{\text{ch},90}} \int_{\beta_1^{\text{ch},90}}^{\beta_1^{\text{st},90}} \omega d\beta_1. \quad (5-4)$$

Das Integral wird numerisch mit der Trapezregel ausgewertet.

Ähnliche Formulierungen der Zielfunktion werden von Köller (1999) und Sieverding u. a. (2004) verwendet. Diese beinhalten fünf beziehungsweise sechs Gewichte im Vergleich zu den drei Gewichten in dieser Arbeit. In letztgenannter Quelle wurde auch eine Variation der Gewichte diskutiert. Im Vergleich zu den genannten Arbeiten wurde in Gleichung 5-3 auf eine Minimierung der Varianz der Verlustpolare verzichtet, außerdem wurde die Forderung nach Abstand zur Abreißgrenze als Restriktion formuliert, anstatt sie in der Zielfunktion zu berücksichtigen (siehe Gleichung 5-1). Die Werte der drei Gewichte wurden manuell angepasst, um zufriedenstellende Optimierungsergebnisse für jedes der 22 Testprofile zu erzielen. Dabei ist festzuhalten, dass sich ein fester Satz Gewichte als ausreichend erwiesen hat, um Profile für sehr unterschiedliche Anforderungen zu optimieren, obwohl die Verluste und die Größe des Arbeitsbereichs stark variieren.

5.5. Neuauslegung von zwei Testprofilen

Zur Evaluierung der Auslegungsstrategie wird an dieser Stelle eine Neuauslegung von zwei der in Kapitel 4.1 vorgestellten Testprofile genauer betrachtet: zum einen des subsonische Leitradprofils Rig250-S1-Casing, zum anderen des transsonische Schaufelspitzenprofil Rig250-R1-Tip. Die Entwurfsanforderungen der Profile sind in Tabelle 5-1 gegeben. In beiden Fällen wird die Startgeometrie mit einer optimierten Version verglichen. Dieses Kapitel beschränkt sich auf die detaillierte Analyse dieser beiden Szenarien. Die Ergebnisse für die Neuauslegungen aller Testprofile werden im nächsten Kapitel vorgestellt.

Da die Profilgeometrien in dieser Arbeit über mathematische Optimierungen, bei der die Unzuläng-

Tabelle 5-1 Entwurfsanforderungen der untersuchten Profile.

	M_1	$\frac{s}{c}$	γ	$\frac{a}{c^2}$	DF^{dp}	MVDR	Re
Rig250-S1-Casing	0,65	0,84	123,6°	4,8%	0,49	1,13	$1,0 \cdot 10^6$
Rig250-R1-Tip	1,20	0,82	147,1°	1,7%	0,50	1,12	$2,6 \cdot 10^6$

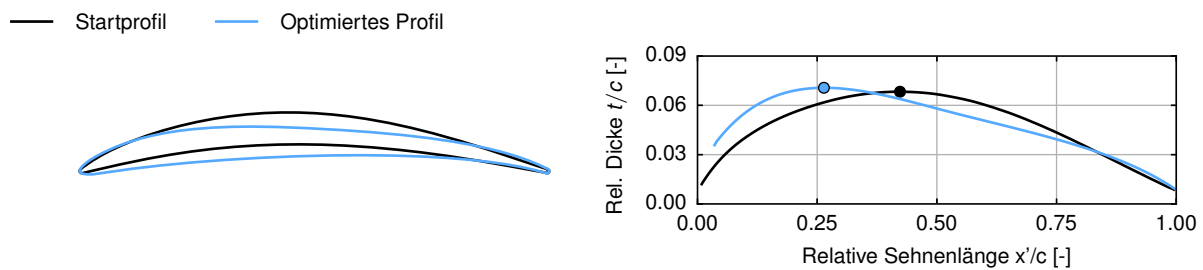


Abbildung 5-6 Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing.

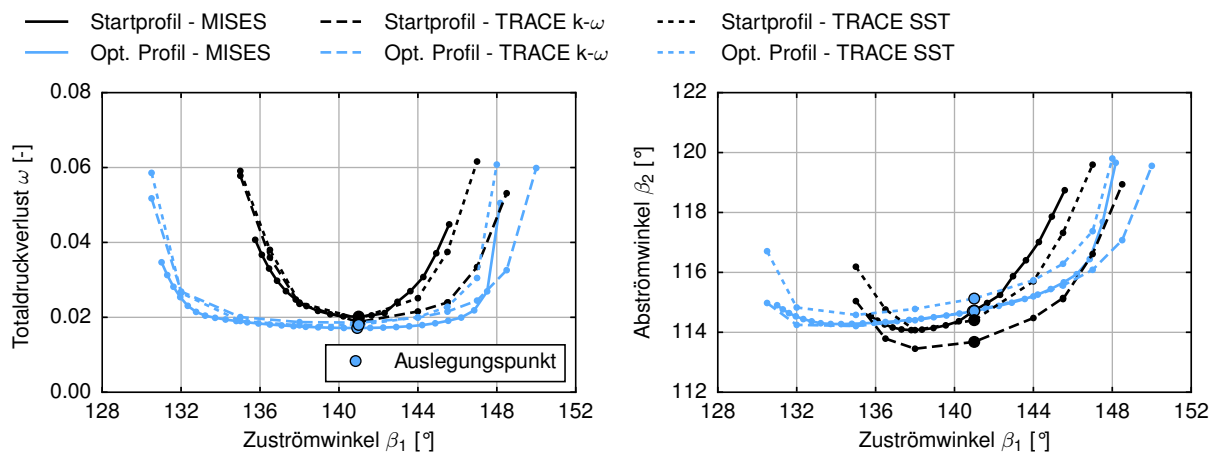


Abbildung 5-7 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing.

lichkeiten der Strömungsmodellierung ausgenutzt werden können, erzeugt werden, wird zur Absicherung der Ergebnisse die Startgeometrie als auch die optimierte Geometrie mit TRACE nachgerechnet. Für das Leitradprofil werden die Ergebnisse sowohl mit dem $k-\omega$ -Turbulenzmodell als auch dem SST-Turbulenzmodell verglichen. Für das Laufradprofil werden die Rechnungen nur mit dem $k-\omega$ -Turbulenzmodell durchgeführt. In beiden Turbulenzmodellen ist eine Korrektur der Staupunkt-Anomalie nach Kato und Launder (1993) aktiviert. Auf den Schaufeloberflächen wird eine Low-Reynolds-Wandbehandlung verwendet, der dimensionslose Wandabstand y^+ ist auf den Schaufeloberflächen unter eins. Wie auch in MISES gilt die Annahme voll turbulenter Grenzschichten. Die Stromröhrenkontraktion ist durch reibungsfreie Wände modelliert.

5.5.1. Ergebnisse für ein subsonisches Profil

Als Erstes wird der Gehäuseschnitt des ersten Stators des Forschungsverdichters DLR-Rig250 (Enders, 2011) betrachtet. Die Ausgangsgeometrie und die optimierte Geometrie sind zusammen mit der Dickenverteilung in Abbildung 5-6 dargestellt. Die maximale Profildicke ist vergleichbar. Dagegen hat sich die Dickenrücklage um 16% Sehnenlänge in Richtung Vorderkante verschoben. Auch die relative axiale Position des Flächenschwerpunktes ist mit 43,2% im Vergleich zu 46,1% wesentlich weiter nach vorne gerückt. Die Restriktion auf den Flächenschwerpunkt aus Abschnitt 5.2 ist allerdings noch nicht aktiv. Zusätzlich ist der Durchmesser der Vorderkante beim optimierten Profil deutlich höher.

Die Charakteristiken der Verluste und des Abströmwinkels sind in Abbildung 5-7 dargestellt. Gezeigt werden Nachrechnungen mit MISES und RANS, die den Arbeitsbereich bis mindestens $2 \cdot \omega^*$ auflösen. Als Erstes wird der Fokus auf die Ergebnisse mit MISES gelegt. Das optimierte Profil erzielt einen deutlich größeren Arbeitsbereich, bei gleichzeitig geringfügig kleineren Verlusten. Im Auslegungspunkt besitzen beide Geometrien den gleichen Abströmwinkel. Der Anstieg der Minderumlenkung ist für das optimierte Profil geringer. Betrachtet man die RANS-Ergebnisse, fallen zunächst die Unterschiede im Verlauf der Verluste für positive Inzidenz auf. Im Bereich negativer Inzidenz ist die Übereinstimmung zwischen den MISES- und den RANS-Rechnungen dagegen gut. Insgesamt liegen die Ergebnisse des SST-Modells näher an MISES als die Ergebnisse des $k-\omega$ Modells.

Zur Quantifizierung der Unterschiede wird zusätzlich der Zuströmwinkel an der Abreißgrenze betrachtet, welcher in Tabelle 5-2 aufgetragen ist. Wie vorher liegt das SST-Modell näher an den MISES-Ergebnissen, mit einer Abweichung der Abreißgrenze von $0,4^\circ$ und $0,5^\circ$. Das $k-\omega$ -Modell löst deutlich später ab, vor allem die Abreißgrenze des Startprofils ist im Vergleich zu MISES $2,1^\circ$ höher. Insgesamt fallen in den RANS-Rechnungen die Verbesserungen kleiner aus als von MISES vorhergesagt, trotzdem ist das optimierte Profil mit jeder Modellierung der ursprünglichen Auslegung überlegen.

Um zu bewerten, ob Schwächen der Modellierung von MISES in der Optimierung ausgenutzt werden, kann beispielsweise der Verlust im Bereich um 144° Zuströmung betrachtet werden: für das Startprofil werden von MISES höhere Verluste vorausgesagt als vom $k-\omega$ - und vom SST-Modell. Für das optimierte Profil verhält es sich dagegen umgekehrt: die MISES-Rechnungen zeigen noch einen Verlust, der nahe dem Minimalverlust liegt, die RANS-Rechnungen zeigen aber bereits einen Anstieg der Verluste und damit höhere Verluste als MISES. Dies kann als Indikator dafür gewertet werden, dass Schwächen in der Modellierung von MISES durch die Optimierung ausgenutzt werden. Außerdem zeigen die unterschiedlichen Ergebnisse der beiden Turbulenzmodelle $k-\omega$ und SST, dass die Position der Abreißgrenze schwer zu modellieren ist. Zur besseren Bewertung der Ergebnisse sind Experimente im Gitterwindkanal nötig.

In Abbildung 5-8 werden die isentrope Machzahlverteilung, die Verdrängungsdicke und der Reibungsbeiwert im Auslegungspunkt dargestellt. Es werden wieder zuerst die MISES-Ergebnisse diskutiert. Das Maximum der isentropen Machzahl steigt von 0,87 auf knapp unter Schallgeschwindigkeit. Dabei wandert die Lage des Maximums von 20% auf 13% Sehnenlänge. Beides lässt sich auf die Änderung der Dickenverteilung und die damit gestiegene Krümmung im Vorderkantenbereich zurückführen. Die ursprüngliche Auslegung besitzt eine gleichmäßige Verzögerung zwischen 30% und 80% Sehnenlänge. Im Vergleich ist die optimierte Auslegung von einer starken Verzögerung bis 60% Sehnenlänge geprägt. Zwischen 60% und 80% Sehnenlänge zeichnet sich dagegen ein Plateau ab, erst danach wird auf Austrittsgeschwindigkeit verzögert. Ähnliche Geschwindigkeitsver-

Tabelle 5-2 Zuströmwinkel an der Abreißgrenze für Rig250-S1-Casing, definiert über $2 \cdot \omega^*$.

	MISES	RANS $k-\omega$	RANS SST
Startprofil	$145,2^\circ$	$147,3^\circ$	$145,6^\circ$
Opt. Profil	$147,7^\circ$	$148,8^\circ$	$147,2^\circ$

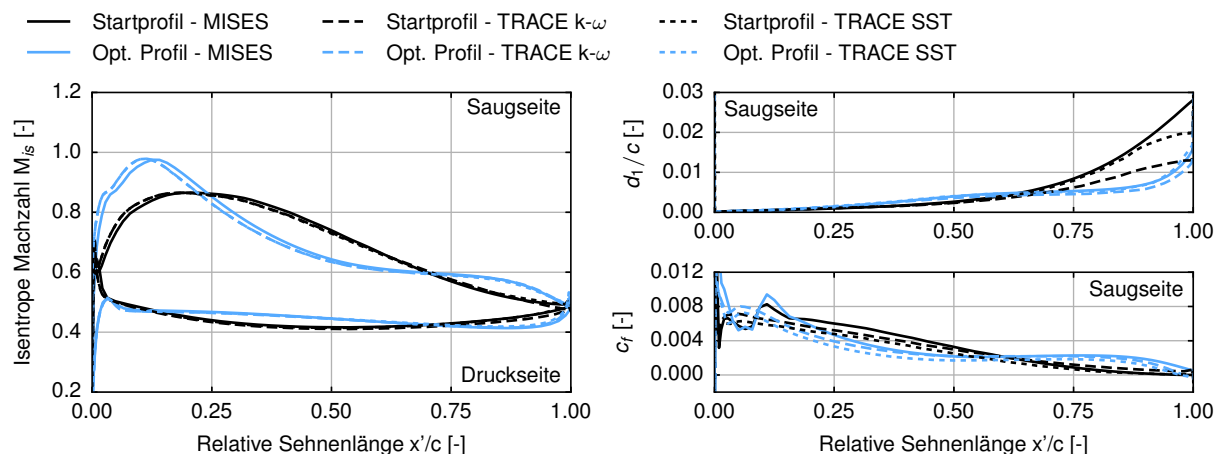


Abbildung 5-8 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing in den Auslegungspunkten.

läufe finden sich auch in den Ergebnissen von Köller (1999).

Betrachtet man die Entwicklung der Verdrängungsdicke auf der Saugseite, fällt auf, dass diese bis 60% Sehnenlänge schneller ansteigt als in der Ausgangsauslegung. Durch das Plateau in der Diffusion kann ein weiterer Anstieg im Falle der optimierten Geometrie vermieden werden, erst auf den letzten 10% Sehnenlänge steigt die Grenzschichtdicke wieder deutlich an, bleibt aber unter der dem Wert der Startgeometrie. Das Plateau der isentropen Machzahl überträgt sich auch auf den Reibungsbeiwert. Mit einem Reibungsbeiwert nahe Null stehen beide Geometrien an der Hinterkante kurz vor einer Ablösung.

Als Nächstes werden die MISES-Ergebnisse mit den RANS-Ergebnissen verglichen. Für die isentropen Machzahlverteilungen ist die Übereinstimmung der unterschiedlichen Modelle sehr gut. Größere Unterschiede lassen sich beim Verlauf der Verdrängungsdicke beobachten. Für die Startgeometrie sind die Verläufe bis ca. 60% Sehnenlänge sehr ähnlich, danach steigen die Verdrängungsdicken sehr unterschiedlich an. An der Hinterkante zeigt das MISES-Ergebnis die größte Verdrängungsdicke, dagegen ist die Grenzschicht in der Rechnung mit dem $k-\omega$ -Modell nur moderat angestiegen. Die Ergebnisse mit dem SST-Modell liegen dazwischen. Für die optimierte Geometrie passen die Vorhersagen der drei Modellierungen deutlich besser zusammen. Für den Reibungsbeiwert ist die Übereinstimmung der Verläufe zwischen den Modellierungen zufriedenstellend. Allerdings fällt der Reibungsbeiwert der RANS-Rechnungen an der Hinterkante des optimierten Profils knapp unter Null, und zeigt somit eine kleine Ablösung mit einer Erstreckung von ungefähr 1% Sehnenlänge, die nicht von MISES vorhergesagt wird. Auf die Verluste scheint diese Ablösung aber kaum Einfluss zu haben.

Abbildung 5-9 und 5-10 zeigen das Verhalten der Startgeometrie und der optimierten Geometrie für positive Inzidenz. Die Grafiken zeigen die SST-Ergebnisse. Für höhere Inzidenz steigt das Maximum der isentropen Machzahl und die Position des Maximums verlagert sich in Richtung Vorderkante. Damit wird die Strömung entlang der Saugseite stärker verzögert und die Belastung der Grenzschicht steigt. Die Startgeometrie besitzt im Auslegungspunkt noch eine anliegende Grenzschicht, bei 3° Inzidenz lässt sich ein Ablösegebiet ab 80% Sehnenlänge erkennen, das bei 6° auf fast 50%

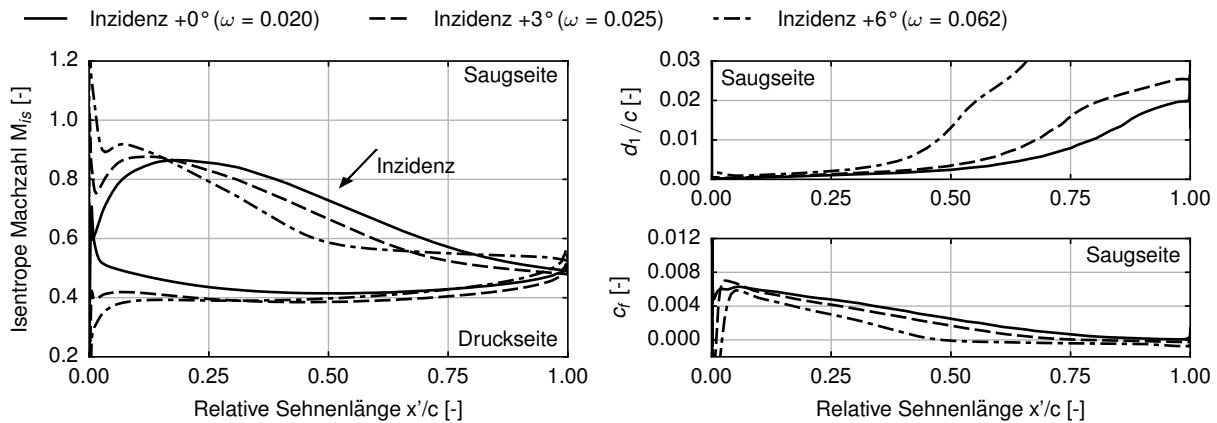


Abbildung 5-9 Variation der isentropen Machzahl, der Verdrängungsdicke und des Reibungsbeiwertes bei steigender Inzidenz für die Startgeometrie Rig250-S1-Casing gerechnet mit RANS SST.

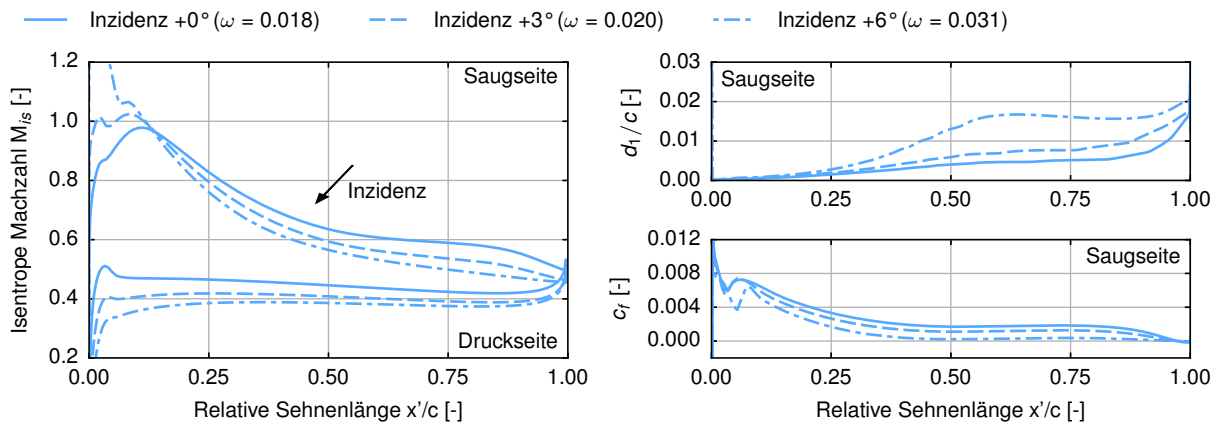


Abbildung 5-10 Variation der isentropen Machzahl, Verdrängungsdicke und des Reibungsbeiwertes bei steigender Inzidenz für die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing gerechnet mit RANS SST.

Sehnenlänge wächst. Entsprechend steigt die Verdrängungsdicke deutlich an und der Totaldruckverlust wächst auf über 6%. Die Machzahlverteilung der optimierten Geometrie zeigt, dass das Plateau im Geschwindigkeitsverlauf für steigende Inzidenz verschwindet und sich eine Geschwindigkeitsverteilung einstellt, die von einer gleichmäßig abfallenden Verzögerung über die Lauflänge geprägt ist. Die Betrachtung der Verdrängungsdicke zeigt, dass nach einer anfänglichen Aufdickung, ein weiterer Anstieg der Grenzschichtdicke zwischen 60% und 90% Sehnenlänge weitestgehend vermieden werden kann. Der Reibungsbeiwert auf der Saugseite verläuft für die jeweiligen Betriebspunkte zwischen 40% und 80% Sehnenlänge beinahe konstant mit einem fallenden Wert für steigende Inzidenz. Bei hoher Inzidenz ist das optimierte Profil schon ab ca. 50% Sehnenlänge kurz vor einer Ablösung, durch die verringerte Verzögerung kommt es aber nicht soweit. Die neue Auslegung vermeidet eine Ablösung über einen weiten Arbeitsbereich, allerdings auf Kosten eines großflächigen Strömungsabrisses bei geringfügig weiter gesteigerter Inzidenz. Im Vergleich dazu löst das Startprofil graduell ab und kann bei steigenden Verlusten weiter betrieben werden. Insgesamt zeigt die Neuauslegung im betrachteten Inzidenzbereich geringere Verluste als das ursprüngliche Profil. Es lässt sich schlussfolgern, dass die in der Optimierung verwendete Strategie zur Berücksichtigung

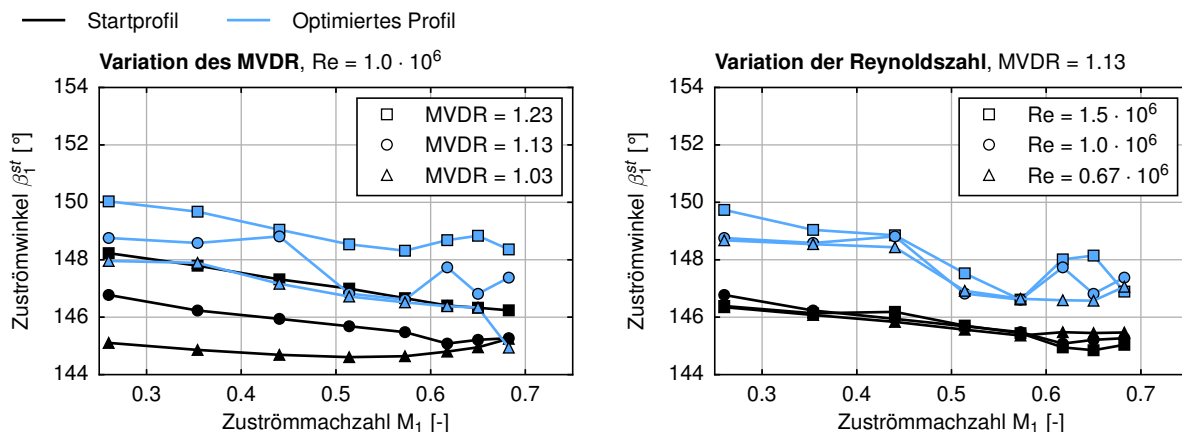


Abbildung 5-11 Auswirkung einer Variation von Zuströmmachzahl, MVDR und Reynoldszahl auf die Abreißgrenze für Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing, gerechnet mit MISES.

der Inzidenz sehr gute Ergebnisse liefert.

Als Nächstes soll untersucht werden, ob das optimierte Profil robust gegenüber einer Variation weiterer Strömungsparameter ist. Als wichtige Einflussparameter werden Zuströmmachzahl, MVDR und Reynoldszahl untersucht. Um die aerodynamische Stabilität zu bewerten, wird in Abbildung 5-11 die Abreißgrenze, an dieser Stelle durch $2 \cdot \omega^*$ definiert, betrachtet. Diese Analyse erfolgt auf der Basis von MISES-Rechnungen. Wird die Machzahl erhöht, fällt die Abreißgrenze in der Regel auf niedrigere Zuströmwinkel. Eine Erhöhung des MVDR bewirkt wegen der geringeren Belastung der Grenzschicht eine gesteigerte Abreißgrenze. Die Änderung der Reynoldszahl hat keine eindeutige Tendenz. Dies liegt hauptsächlich daran, dass von voll turbulenten Grenzschichten ausgegangen wird.

Beim Vergleich zwischen Startprofil und optimiertem Profil verschiebt sich die Abreißgrenze zu höheren Zuströmwindeln. Es gibt nur eine Ausnahme: bei der Variation mit $MVDR=1,03$ und einer 5% erhöhten Machzahl im Vergleich zur Auslegungsmachzahl $M_1=0,65$ erreicht das optimierte Profil das Ende des Arbeitsbereichs geringfügig früher. In einer Maschine entspricht dies einer Überdrehzahl bei gleichzeitiger radialer Umverteilung der Kontraktion. Falls dies einen kritischen Betriebspunkt darstellt, müsste ein neues Profil für die höhere Machzahl ausgelegt werden. Aus den Datenpunkten kann ein mittlerer Zuströmwinkel an der Abreißgrenze bestimmt werden. Für das Startprofil beträgt dieser $145,8^\circ$ und für das optimierte Profil $147,8^\circ$. Die Verbesserung der Abreißgrenze kann damit über einen weiten Bereich von Strömungssituationen bestätigt werden und liegt bei $2,0^\circ$.

In der Grafik lässt sich auch erkennen, dass MISES in manchen Strömungsbereichen numerisch instabil an der Abreißgrenze ist. Das gekoppelte Gleichungssystem besitzt dann, im Rahmen des Konvergenzkriteriums, keine eindeutige Lösung. Dadurch muss bei einer Variation der Initiallösung oder kleinen Änderungen in den Strömungsbedingungen mit einer Streuung der Abreißgrenze in der Größenordnung von 1° gerechnet werden.

5.5.2. Ergebnisse für ein transsonisches Profil

Als Nächstes wird der Schaufelspitzenschnitt des ersten Rotors des Forschungsverdichters DLR-Rig250 (Enders, 2011) mit dem Ergebnis der Auslegungsstrategie verglichen. Die Startgeometrie

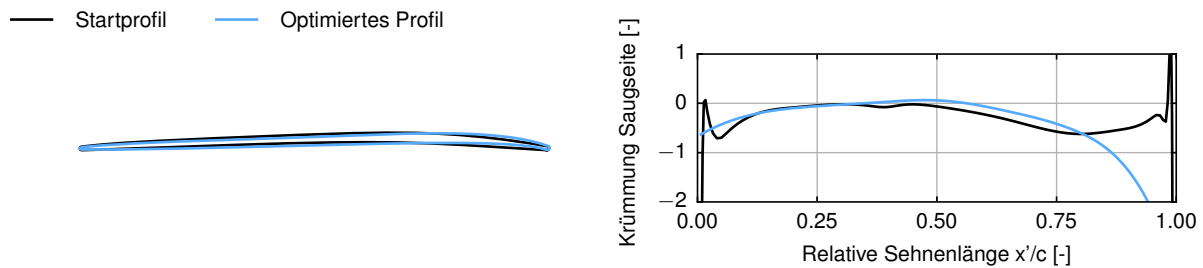


Abbildung 5-12 Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip.

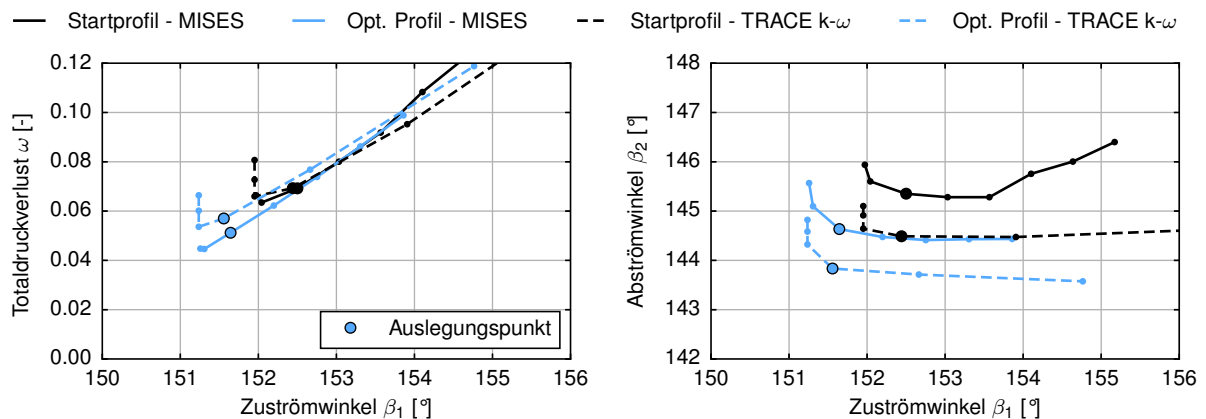


Abbildung 5-13 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip.

und die optimierte Geometrie sind in Abbildung 5-12 dargestellt. Die Position der maximalen Dicke ist bei beiden Profilen weit nach hinten gelagert. Bis ca. 75% Sehnenlänge besitzen die Profilsaugseiten eine sehr geringe Wölbung, wobei die Krümmung des optimierten Profils etwas geringer ausfällt. Auf einer Länge von ungefähr 10% Sehnenlänge ist die Krümmung des optimierten Profils sogar konkav. Auf den letzten 25% Sehnenlänge ist dagegen eine deutliche Metallumlenkung erkennbar, die wesentlich stärker ist als in der Ausgangsauslegung.

Betrachtet man die Verlustpolaren in Abbildung 5-13, fällt zuallererst auf, dass die optimierte Geometrie bei kleineren Zuströmwinkeln sperrt und im Vergleich zur ursprünglichen Auslegung deutlich geringere Verluste in diesem Bereich erzielt. In den MISES-Ergebnissen wird eine Verbesserung des minimalen Totaldruckverlustes von 0,02 erzielt. Gleichzeitig bewegt sich der Auslegungspunkt hin zu einem niedrigeren Zuströmwinkel. Entsprechend verringert sich auch der Abströmwinkel, um den Diffusionsfaktor im Auslegungspunkt DF^{dp} aus den Entwurfsanforderungen zu erhalten, wie es die Auslegungsstrategie fordert. Für positive Inzidenz zeigt die neue Geometrie ähnliche Verluste wie die ursprüngliche Auslegung. Die RANS-Rechnungen können die Sperrgrenze sehr gut bestätigen. Vor allem die Verlustpolare der Startgeometrie ist in sehr gute Übereinstimmung mit den MISES-Ergebnissen. Für die optimierte Version prognostiziert TRACE im Vergleich zu MISES aber höhere Verluste im Bereich um den Auslegungspunkt. Trotzdem lässt sich eine Verbesserung des minimalen Verlustes um 0,01 mit TRACE bestätigen. Für beide Versionen zeigt TRACE im Vergleich zu MISES einen um ca. $0,7^\circ$ niedrigeren Abströmwinkel über den gesamten Arbeitsbereich.

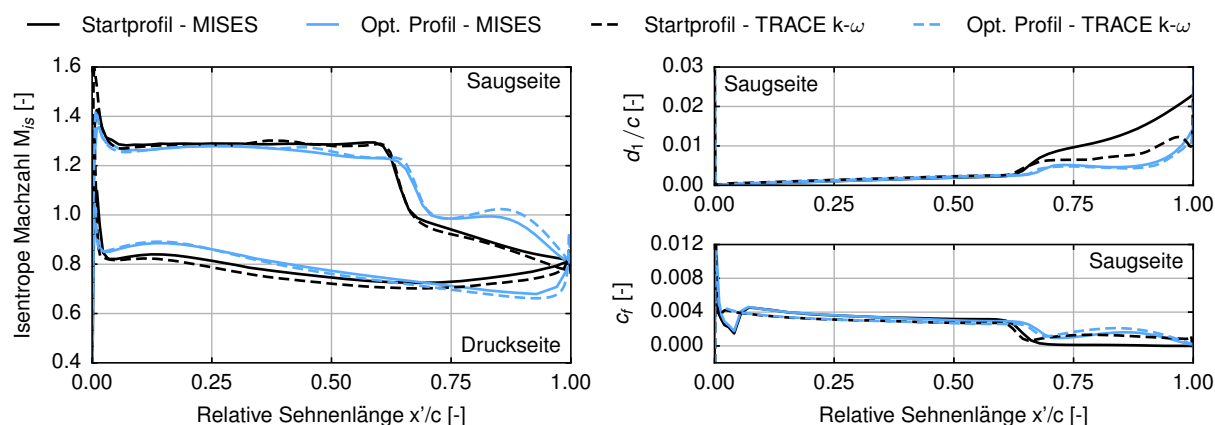


Abbildung 5-14 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip in den Auslegungspunkten.

Bei der Analyse der isentropen Machzahlverteilung in den Auslegungspunkten in Abbildung 5-14 kann beobachtet werden, wie die Saugseitenkrümmung die Geschwindigkeiten vor dem Stoß kontrolliert. Wie der Verlauf der Saugseitenkrümmung in Abbildung 5-12 zeigt, besitzt die optimierte Schaufel einen kurzen Bereich mit einer konkaven Krümmung stromauf des Stoßes. Diese sogenannte Vorverdichtung („pre-compression“) verzögert die Geschwindigkeit isentrop, wodurch die Vorstoß-Machzahl reduziert wird, um die Stoßverluste zu minimieren. Bei einer Anströmmachzahl von 1,2 hält das optimierte Profil eine isentrope Machzahl zwischen 1,26 und 1,28 im Bereich von 10% bis 40% Sehnenlänge. Stromauf des Stoßes wird die isentrope Machzahl auf ein Niveau von 1,23 reduziert. Der darauf folgende Stoß liegt bei einer Sehnenlänge von 70%. Im Vergleich dazu hat die Orginalauslegung eine höhere Vorstoß-Machzahl von 1,29. Eine weitere wichtige geometrische Modifikation, die den Verlust beeinflusst, ist der kleinere Vorderkantenradius. Dieser verringert die Stärke der Kopfwelle. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass die Vorderkante anfälliger für Erosion wird.

Durch die niedrigere Vorstoßmachzahl fällt auch der Anstieg der Impulsverlustdicke über den Stoß für die optimierte Geometrie geringer aus als für die Startgeometrie. Weiter stromab sagt MISES für die Startgeometrie eine Ablösung voraus. Diese kann durch TRACE nicht bestätigt werden. Auch der Anstieg der Impulsverlustdicke ist laut Vorhersage von TRACE für die ursprüngliche Geometrie wesentlich geringer als von MISES berechnet.

Die Machzahlkonturen des Startprofils und des optimierten Profils sind für die MISES und RANS-Ergebnisse in Abbildung 5-15 und 5-16 für den Auslegungspunkt dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen MISES und TRACE ist in beiden Fällen sehr gut. Am Startprofil lässt sich sehr schön erkennen, wie der Stoß die Grenzschicht der Saugseite aufdickt. In den MISES-Ergebnissen ist dies nur durch die Verdrängung der Grenzschicht ersichtlich, die TRACE-Ergebnisse spiegeln diese Aufdickung gut wider.

5.5.3. Zusammenfassung

Für beide Entwurfsszenarien konnte die Qualität der optimierten Verdichtergitter demonstriert werden. Zwar existieren quantitative Abweichungen zwischen den Rechnungen mit MISES und TRACE

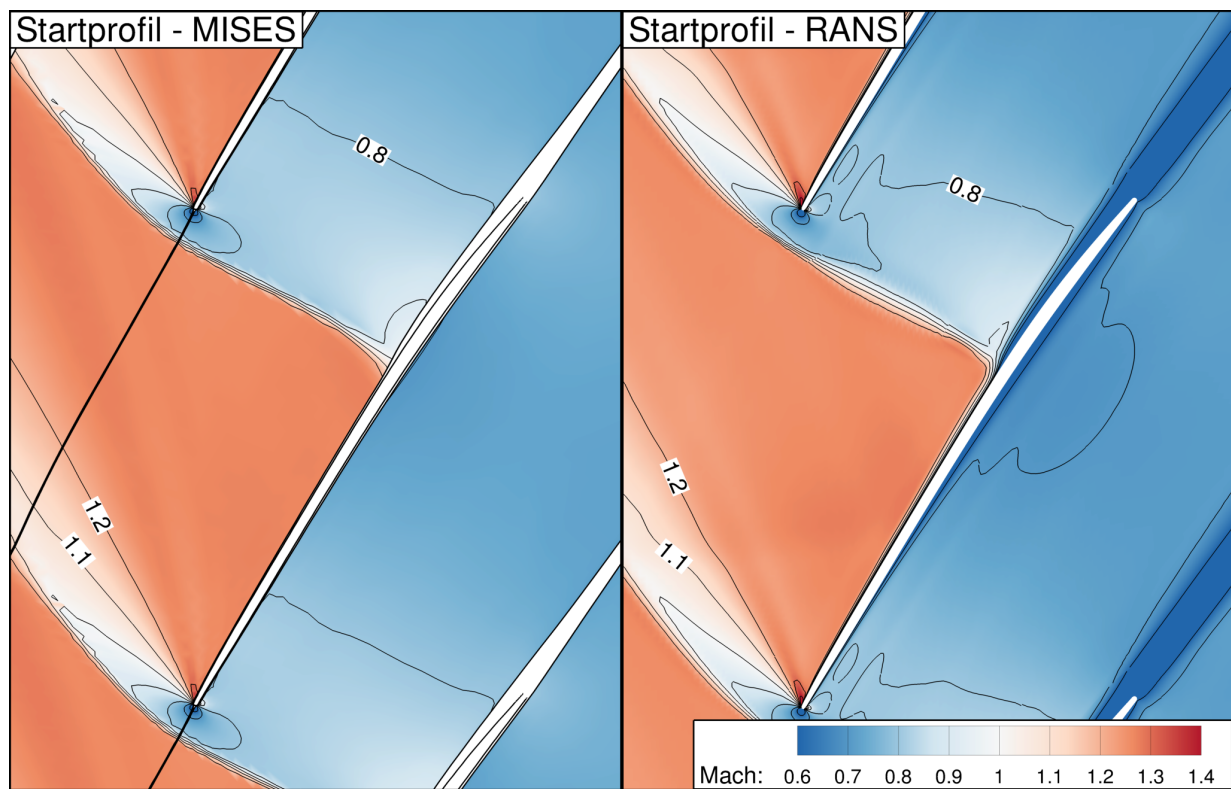


Abbildung 5-15 Machzahlkonturen des Startprofils Rig250-R1-Tip im Auslegungspunkt.

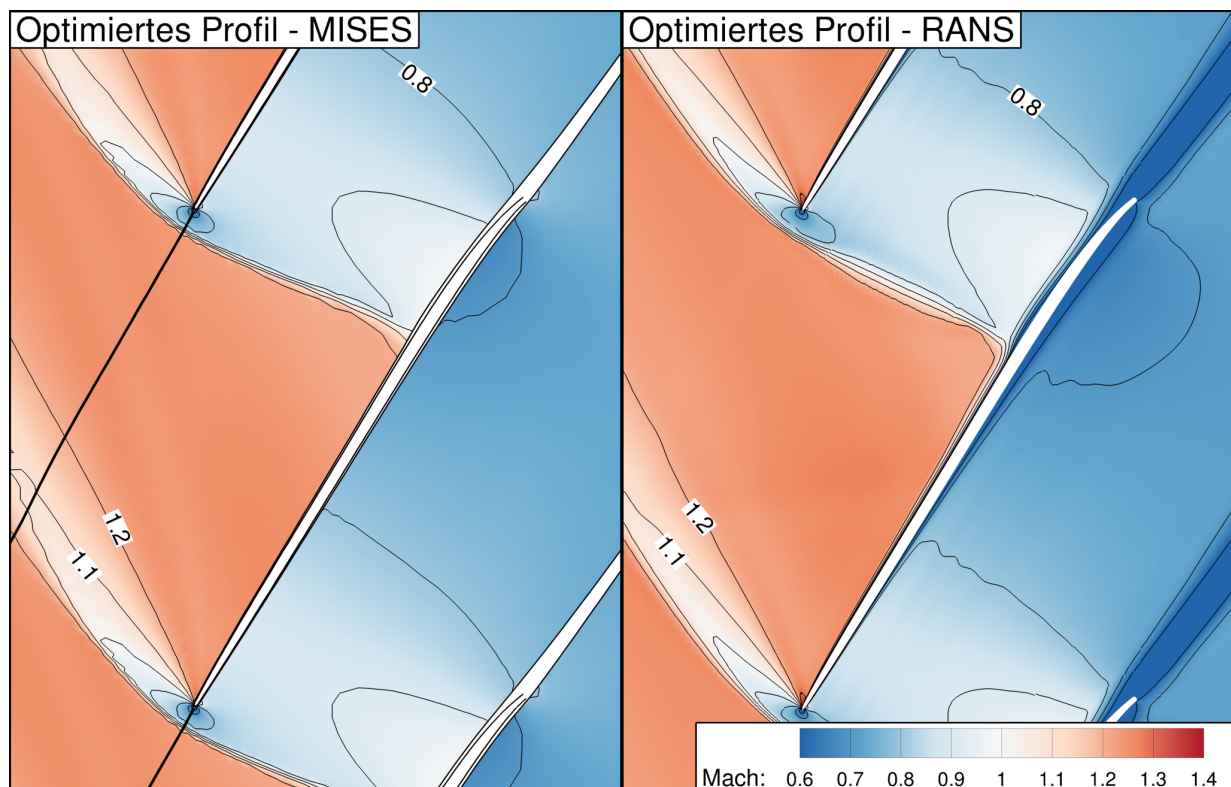


Abbildung 5-16 Machzahlkonturen des optimierten Profils Rig250-R1-Tip im Auslegungspunkt.

und es ist wahrscheinlich, dass Modellierungsschwächen von MISES in der Optimierung ausgenutzt wurden, gleichzeitig fallen die Unterschiede in der Modellierung geringer aus als die Verbesserungen, die in der Optimierung erzielt wurden. Insgesamt bestätigen diese Ergebnisse, dass MISES als Werkzeug für die Gestaltung von Profilen mit Unter- als auch Überschallanströmung geeignet ist. Aufgrund der hier präsentierten Ergebnisse in Kombination mit den Ergebnissen der anderen Entwurfsszenarien (siehe Kapitel 6.4), ist die hier vorgestellte Auslegungsstrategie geeignet, um als Basis für die neue Profilsystematik zu dienen.

6. Erzeugung der Profilsystematik

Dieses Kapitel stellt vor, wie die Auslegungsstrategie aus Kapitel 5 verwendet wird, um die neue Profilsystematik zu erzeugen. Dazu wird die Optimierungsstrategie auf über 2000 Variationen der sieben Entwurfsanforderungen aus Kapitel 1.3 angewendet. Auf Basis dieser Daten kann danach eine Vorhersage der optimalen Profilgeometrie für neue Entwurfsanforderungen getroffen werden. Zusätzlich wird eine Methode vorgestellt, um Verlust und Abströmwinkel der neuen Profile zu bestimmen. Diese Vorhersagen werden anhand der Testprofile bewertet.

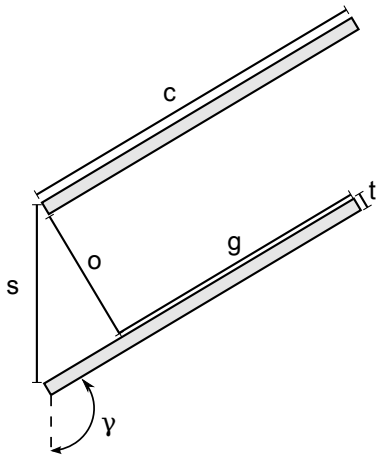
6.1. Definition des Anforderungsraums

Als Erstes wird der Bereich abgesteckt, in dem die Entwurfsanforderung variiert werden. Die Entwurfsanforderungen bilden einen siebendimensionalen Raum. Indem eine untere und obere Grenze für jeden Parameter eingeführt wird, ergibt sich ein siebendimensionaler Hyperquader. Die Parametergrenzen, die in dieser Arbeit verwendet werden, sind in Tabelle 6-1 aufgelistet. Im direkten Vergleich mit der Arbeit von Köller (1999) wird die obere Schranke der Zuströmmachzahl von 0,8 in den Überschall auf 1,2 heraufgesetzt. Des Weiteren wird die untere Schranke des Teilungsverhältnisses von 0,7 auf 0,5 abgesenkt. Der Bereich des MVDR ist geringer, hier wird auf Profile verzichtet, die für eine Kontraktion kleiner 1,0 optimiert sind. Anstelle die Strömungsumlenkungen direkt vorzugeben, wird hier der Diffusionsfaktor im Auslegungspunkt variiert. Die obere Schranke von 0,55 wirkt zunächst hoch, wie die Testprofile Rig250-R1-Hub und Rig250-R4-Hub mit Werten von 0,57 und 0,53 im Auslegungspunkt zeigen (Abbildung 4-2), kann dieser Wertebereich aber an der Nabe von Rotoren erreicht werden. Die Reynoldszahl wird in der Arbeit von Köller nicht variiert.

Dieser Hyperquader enthält große Bereiche, die im typischen Verdichterentwurf nicht auftreten. Beispielsweise ist axialer Überschall für konventionelle Anwendungen nicht von Interesse. Für eine Kombination aus hohen Zuströmmachzahlen und kleinen Staffelungswinkeln können sich aber Auslegungspunkte mit axialem Überschall ergeben. Um den numerischen Aufwand zu vermeiden, Profile für solche Entwurfsanforderungen zu optimieren, werden zusätzliche Restriktionen eingeführt, die den Anforderungsraum einschränken. Diese Restriktionen sind so gestaltet, dass sie direkt aus den Entwurfsanforderungen berechnet werden können, ohne eine dazugehörige Profilgeometrie zu kennen. Als Hilfe dient ein einfaches Geometriemodell eines Verdichtergitters, das Platten als Schaufeln annimmt und mit dem Approximationen für den Engquerschnitt o und die Überlappung der Profile g abgeleitet werden können (siehe Abbildung 6-1a). Die Auswahl der Restriktionen und der Grenzwerte wurde auf Basis der in Kapitel 4.1 vorgestellten Testprofile getroffen. Zusätzlich

Tabelle 6-1 Minimal- und Maximalwerte der Entwurfsanforderungen.

	M_1	$\frac{s}{c}$	γ	$\frac{a}{c^2}$	DF ^{dp}	MVDR	Re
Minimal	0,35	0,50	110,0°	1,5%	0,35	1,0	$5 \cdot 10^5$
Maximal	1,20	1,20	147,5°	8,5%	0,55	1,2	$5 \cdot 10^6$



(a) Einfaches Geometriemodell

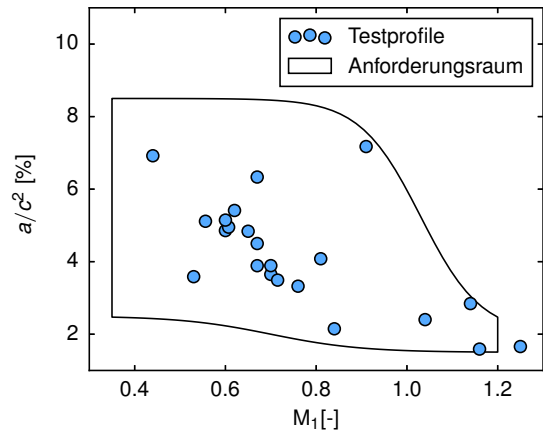
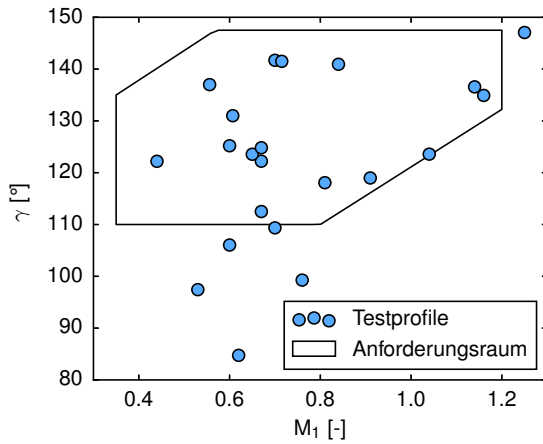
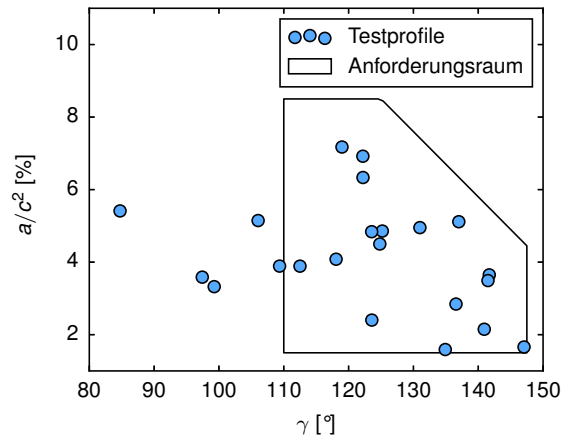
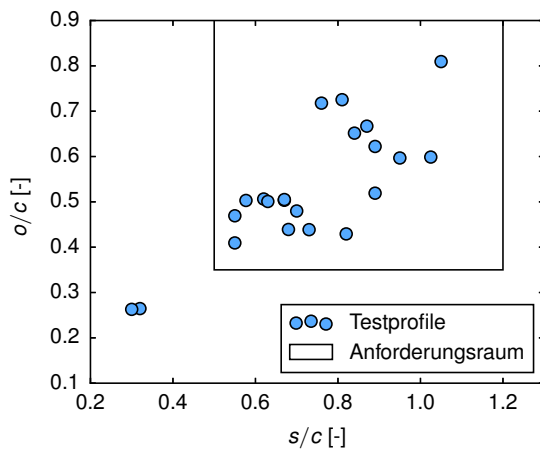
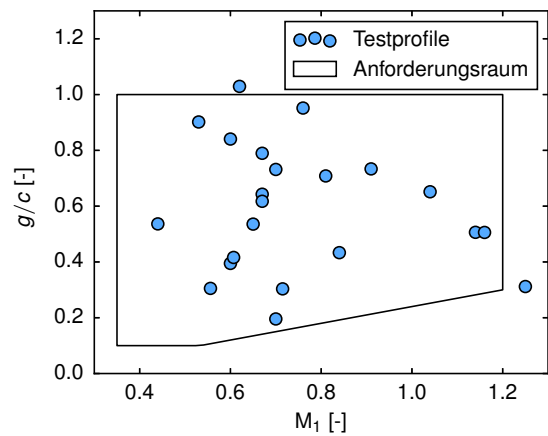
(b) Restriktion Profilfläche $\frac{a}{c^2}$ über Zuströmmachzahl M_1 (c) Restriktion Staffelungswinkel γ über Zuströmmachzahl M_1 (d) Restriktion Profilfläche $\frac{a}{c^2}$ über Staffelungswinkel γ (e) Restriktion Engquerschnitt $\frac{o}{c}$ über Teilungsverhältnis $\frac{s}{c}$ (f) Restriktion Überlappung $\frac{g}{c}$ über Zuströmmachzahl M_1

Abbildung 6-1 Definitionen für den Anforderungsraum.

wurde vor der endgültigen Festlegung des Anforderungsraums kontrolliert, ob die Beschaukelung von DLR-Rig250 und dem in Kapitel 7 vorgestellten Gasturbinenverdichter im Anforderungsraum enthalten sind. Die Restriktionen, die den Anforderungsraum begrenzen, sind:

- Eine minimale und maximale Profilfläche abhängig von der Zuströmmachzahl, wie in Abbildung 6-1b dargestellt.
- Eine untere und obere Grenze des Staffelungswinkels abhängig von der Zuströmmachzahl, zur Restriktion der axialen Machzahl, siehe Abbildung 6-1c.
- Eine obere Grenze für die Profilfläche abhängig vom Staffelungswinkel, da hohe Profildicken nur im Nabenbereich bei geringen Staffelungswinkeln eingesetzt werden, siehe Abbildung 6-1d.
- Eine untere Grenze für eine Approximation des Engquerschnitts, siehe Abbildung 6-1e:

$$\frac{o}{c} = \frac{s}{c} \sin \gamma - \frac{t}{c} > 0.35. \quad (6-1)$$

Die Profildicke t kann über die Annahme eines Füllungsgrads $a/(tc) = 70\%$ aus der Profilfläche a berechnet werden.

- Eine untere Grenze für die Überlappung von zwei benachbarten Profilen in Abhängigkeit von der Zuströmmachzahl, um sicherzustellen, dass vor allem bei hohen Machzahlen eine Passage gebildet wird, siehe Abbildung 6-1f:

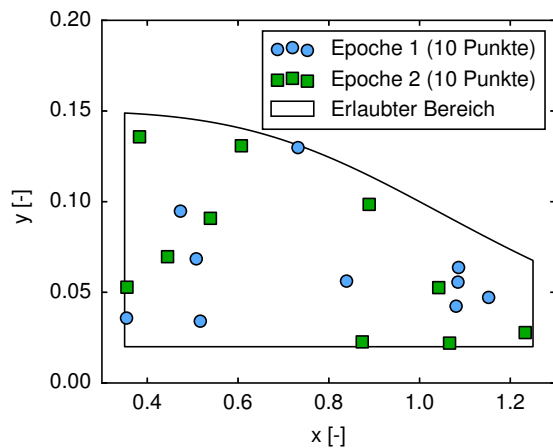
$$\frac{g}{c} = 1 + \frac{s}{c} \cos \gamma. \quad (6-2)$$

Insgesamt wird das Volumen des Anforderungsraums durch die Restriktionen auf 45% des ursprünglichen Quadvolumens reduziert.

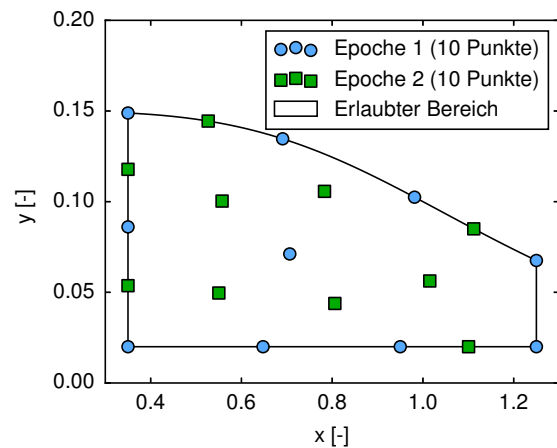
Die untere Schranke des Staffelungswinkels stellt eine wesentliche Begrenzung der Datenbank dar. In Abbildung 6-1c ist ersichtlich, dass vier Profile den minimalen Staffelungswinkel von 100° deutlich verletzen. Dazu gehören die drei Nachleiträder OGV, UHBR-S-Hub und UHBR-S-Casing. Außerdem besitzt der Profilschnitt UHBR-R-Hub, der für die Nabe eines Fans mit hohen Nebenstromverhältnissen ausgelegt ist, einen sehr niedrigen Staffelungswinkel. Je nach Fall kann trotzdem ein Profil in der Systematik gefunden werden, das mit leichten Änderungen im Staffelungswinkel die spezifischen Anforderungen erfüllt. Es wurde aber davon abgesehen, Profile mit niedrigeren Staffelungswinkeln in die Systematik einzubringen, um die Variation innerhalb der Systematik in Grenzen zu halten. Darüber hinaus sind die Anforderungen von Vorleiträdern nicht in der Datenbank enthalten. Diese Anforderungen sind so speziell, dass sie durch eine eigene Systematik abgedeckt werden sollten.

6.2. Auslegung an diskreten Stützstellen

Im nächsten Schritt werden Profilgeometrien an diskreten Punkten im Anforderungsraum ausgelegt. Da die Optimierung eines Profils ein rechenintensiver Prozess ist, lohnt es sich, zunächst eine Strategie zu finden, die darüber entscheidet, wie die Stützstellen im Anforderungsraum verteilt werden. Dieses Problem fällt in das Themengebiet der statistischen Versuchsplanung (Siebertz u. a., 2017). Ein klassisches Vorgehen ist die vollständige Versuchsplanung: dabei wird bei sieben Faktoren sehr schnell eine hohe Anzahl an Stützstellen erreicht. Bei zwei Stufen in jeder Dimension



(a) Zufällige Verteilung



(b) Inkrementelle Verteilung nach dem maximum-entropy sampling

Abbildung 6-2 Verteilung der Stützstellen in einem exemplarischen zweidimensionalen Anforderungsraum.

ergeben sich $2^7 = 128$, bei drei Stufen $3^7 = 2187$ und bei 4 Stufen bereits $4^7 = 16384$ Kombination der Entwurfsanforderungen. Zusätzlich ist eine vollständige Versuchsplanung zunächst nur auf einen Hyperquader anwendbar. Die vorgestellten Restriktionen können dann nur im Nachhinein berücksichtigt werden. Auch eine zufällige Verteilung der Stützstellen wäre denkbar. In dieser Arbeit wird aber, um eine gleichmäßige Verteilung der Stützstellen im Anforderungsraum zu gewährleisten, ein „space-filling design“ (Pronzato und Müller, 2012) angewendet. Als Strategie wird ein „maximum-entropy sampling“ (Shewry und Wynn, 1987) gewählt, bei dem die Korrelation zwischen den Stützstellen über eine Optimierung minimiert wird. Dieser Ansatz ist der Methode ähnlich, den minimalen Abstand zwischen zwei beliebigen Proben zu maximieren.

Damit die Anzahl an Stützstellen inkrementell erhöht werden kann, wird immer eine Menge an Stützstellen zusammen optimiert, bevor im nächsten Schritt aufbauend weitere Stützstellen bestimmt werden. Eine zusammenhängende Menge an Stützstellen wird hier als Epoche bezeichnet. Abbildung 6-2 zeigt ein zweidimensionales Beispiel und vergleicht zufällig verteilte Stützstellen mit Stützstellen, die mit einem maximum-entropy sampling erzeugt sind. Es werden zwei Epochen mit je 10 Stützstellen dargestellt. Da bei der Verteilung der Punkte in der zweiten Epoche die Positionen aus der ersten nicht mehr verändert werden, ist die Verteilung nicht mehr optimal, aber immer noch wesentlich gleichmäßiger als bei zufällig verteilten Stützstellen. Durch diese Strategie werden die Stützstellen bis an die Ränder des Definitionsbereichs gelegt, dies stellt sicher, dass später eine Extrapolation weitestgehend vermieden werden kann.

Insgesamt wurden für 2048 Variationen der Entwurfsanforderungen Optimierungen mit AutoOpti durchgeführt und je ein optimales Profil erzeugt. Im Vergleich dazu optimiert Köller (1999) in seiner Arbeit 411 Profilgeometrien. Die Optimierungen dieser Arbeit wurden auf fünf Epochen verteilt. Zur Initialisierung der Optimierungen in der ersten Epoche wurden die optimierten Testprofile verwendet. Für die folgenden Optimierungen wurden die Profile aus den vorhergehenden Epochen zur Initialisierung eingesetzt. Obwohl die optimierten Testprofile zur Initialisierung benutzt wurden, sind weder die Profile noch deren Stützstellen ein Teil der finalen 2048 Profile. Dies ist wichtig, da die Testprofile verwendet werden, um die später vorgestellten Interpolationsroutinen zu bewerten.

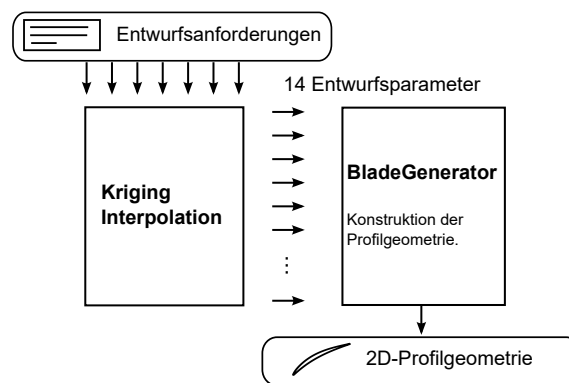


Abbildung 6-3 Schema zur Vorhersage der Profilgeometrie.

In jeder Optimierung wurden durchschnittlich 4800 Geometrien ausgewertet. Die Optimierungen wurden beendet wenn die Verbesserung über 500 erfolgreiche Geometrien unter einen Schwellwert fiel oder eine Grenze an Funktionsauswertungen erreicht wurde. Die Auswertung der Prozesskette in der Optimierung war nur in 38% der Fälle erfolgreich. Besonders bei hohen Machzahlen oder Betriebspunkten mit hoher Inzidenz scheitern die MISES-Rechnungen häufig. An 31 Stützstellen wurden keine Profilgeometrien gefunden, die den Restriktionen genügen. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass für über 98% der Stützstellen eine optimale Profilgeometrie gefunden wurde. Die gesamte Rechenzeit, die für die 2048 Optimierungen benötigt wurde, beträgt 7.000 CPU-Stunden. Es wurden CPUs vom Typ Intel Xeon E5-2695 v2 mit 12 Kernen je 2,4GHz eingesetzt.

Alle Ergebnisse sind in einer Datenbank abgespeichert. Der Datensatz für ein optimiertes Profil enthält die optimale Geometrie und Informationen über den Optimierungsverlauf. Zusätzlich sind in der Datenbank auch das Kennfeld des Verdichtergitters und die spezifische Profilkorrelation hinterlegt, die mit den Methoden in Kapitel 4 erzeugt wurde. Die Datenbank verwendet das Datenbankverwaltungssystem MySQL (2018). Im Laufe dieser Arbeit wurden über 25 Gigabyte an Daten über Verdichtergitter gesammelt, die auf 28 Tabellen aufgeteilt sind. In Anhang A.1 ist die Struktur der Datenbank dargestellt.

6.3. Vorhersage der optimalen Profilgeometrie

Um die gesammelte Information im Verdichterentwurf zu nutzen, muss eine Methode implementiert werden, mit der eine Profilgeometrie für beliebige Entwurfsanforderungen erzeugt werden kann. Für diese Aufgabe können Interpolations- und Approximationsroutinen eingesetzt werden. In dieser Arbeit werden zuerst die Profilparameter (Abbildung 5-1) aus den Entwurfsanforderungen interpoliert und danach wird das Programm "BladeGenerator" aufgerufen, um die Profilgeometrie zu erzeugen, siehe Abbildung 6-3. Der Umweg über die Profilparameter wird gegangen, um innerhalb einer etablierten Entwurfsprozesskette zu bleiben, die auch genutzt werden kann, um 3D Schaufelgeometrien zu erzeugen.

Das Interpolationsproblem ist als eine multivariate Interpolation auf einem unstrukturierten Datensatz charakterisiert. Als mögliche Interpolationsmethoden werden hier „Nearest Neighbor“-Interpolation, lineare Interpolation auf einer Delaunay-Triangulation (Jones u. a., 2001) und Kriging (Ped-

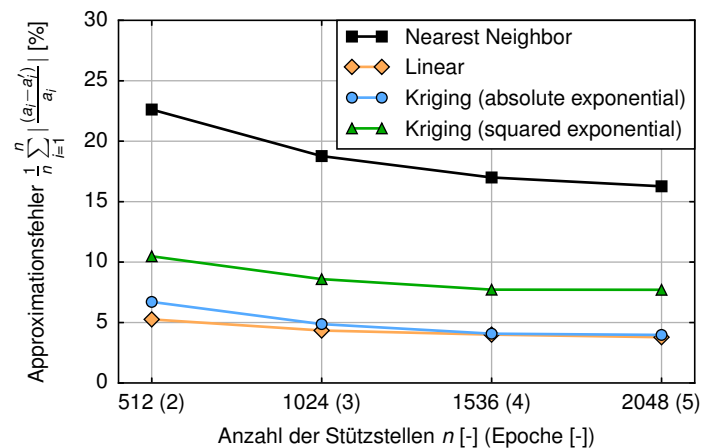


Abbildung 6-4 Durchschnittlicher relativer Approximationsfehler der Profilfläche a gemittelt über 10,000 zufälligen Entwurfsanforderungen für eine unterschiedliche Anzahl an Stützstellen n .

regosa u. a., 2011) genauer betrachtet. Die Qualität der Interpolation wird hier zunächst mit einer Heuristik bewertet: betrachtet wird die Differenz zwischen der gewünschten Profilfläche aus den Entwurfsanforderungen a/c^2 und der berechneten Profilfläche aus der interpolierten Profilgeometrie $(a/c^2)'$. Dieser Approximationsfehler beschreibt streng genommen nur, inwieweit das interpolierte Profil die Anforderung an die Profilfläche erfüllt. Der Vorteil dieses Fehlers ist, dass er für Entwurfsanforderungen ausgewertet werden kann, ohne dass als Referenz das Ergebnis der zeitaufwändigen Optimierungsstrategie nötig ist.

Abbildung 6-4 stellt diese Metrik für die genannten Interpolationsroutinen und eine unterschiedliche Anzahl an Stützstellen dar. Aufgetragen ist ein relativer Approximationsfehler der über 10.000 Stichproben gemittelt ist. Nearest Neighbor-Interpolation ist die einfachste Strategie und dient als obere Schranke des Approximationsfehlers zur Einordnung der anderen Algorithmen. Lineare Interpolation und Kriging mit einer absoluten Korrelation besitzen die niedrigsten Approximationsfehler und erreichen ein akzeptables Fehlerniveau von 4%. Für alle Methoden nimmt der Approximationsfehler für eine steigende Anzahl an Stützstellen ab. Allerdings ist die weitere Verbesserung bei den beiden erstplatzierten Methoden für eine hohe Anzahl an Stützstellen gering. Unter anderem wurde auf Basis dieser Analyse entschieden, dass es mit der hier vorgestellten Methodik keinen Vorteil bringt, weitere Profile zu optimieren.

An dieser Stelle muss beachtet werden, dass die Zuordnung von Entwurfsanforderungen zu optimierten Profilgeometrien nicht eindeutig ist. Ein mehrmaliges Ausführen der Optimierungsstrategie für die gleichen Entwurfsanforderungen kann zu unterschiedlichen Profilgeometrien führen. Diese Eigenschaft erschwert die Interpolation und ist eine mögliche Erklärung dafür, dass die Approximationsfehler der Interpolation für eine steigende Anzahl an Stützstellen nicht gegen Null konvergieren.

Im Folgenden wird Kriging mit der absoluten Korrelation gewählt, um neue Profilgeometrien zu interpolieren. Wie hier gezeigt, zeichnet sich diese Methode durch geringe Approximationsfehler aus und hat sich zusätzlich als numerisch sehr robust erwiesen. Diese Interpolation ist die Basis der neuen Profilsystematik, mit der nun Profilgeometrien für beliebige Anforderungen in Sekundenbruchteilen erzeugt werden können. Dieser Prozess stellt eine der Zielsetzungen dieser Arbeit dar

und ist eine wichtige Komponente des Auslegungsprozesses in Abbildung 1-5.

6.4. Bewertung der Entwurfsszenarien

Zur weiteren Bewertung der Profilsystematik werden in den Abbildungen 6-5 und 6-6 19 der 22 Testprofile mit den nach Abbildung 6-3 interpolierten Profilen verglichen. Zusätzlich werden die interpolierten Profile als Start für die Auslegungsstrategie verwendet, damit beurteilt werden kann, wie nahe die interpolierten Profilgeometrien an den Ergebnissen der Optimierungsstrategie sind. Die resultierenden Geometrien werden im Folgenden als optimierte Profile bezeichnet. Die drei Profile UHBR-R-Hub, UHBR-S-Hub und UHBR-S-Casing werden in dieser Bewertung nicht berücksichtigt, da sie weit außerhalb des Anforderungsraums liegen. Bei anderen Profilen wurden die Anforderungen leicht variiert, um sie in den Anforderungsraum zu bringen. Zum Beispiel wurde die Auslegungsmachzahl des Profils Rig250-R1-Tip von $M_1=1,25$ auf $M_1=1,20$ reduziert. Um eine Aussage über die aerodynamische Qualität der Profile zu erhalten, wird jeweils die mit MISES berechnete Verlustcharakteristik der Profile dargestellt. Zur besseren Einordnung der Ergebnisse ist in den Abbildungen die Zuströmmachzahl im Auslegungspunkt gegeben.

Der Unterschied zwischen den interpolierten und daraufhin optimierten Profilen ist ein weiterer Indikator für den Approximationsfehler der Interpolationsroutinen. Bis auf wenige Ausnahmen liegen beide Geometrien und auch deren Verluste nahe aneinander. Deswegen wird zuerst auf die Verbesserung im Vergleich zu den Startprofilen eingegangen, bevor der Approximationsfehler der Interpolation diskutiert wird. Über alle Entwurfsszenarien hinweg werden deutliche Verbesserungen im Arbeitsbereich als auch bei den Verlusten erzielt. Vor allem bei subsonischer Zuströmung lassen sich deutliche Steigerungen im Arbeitsbereich erzielen, die bis zu 8° erreichen. Je nach Technologiereife der Startgeometrie sind die Verbesserungen allerdings sehr unterschiedlich. Bei den Profilen Köller Nr. 3-6 werden sehr ähnliche Geometrie und auch ähnliche Verlustcharakteristik erzielt. Da sich die Auslegungsmethodik dieser Arbeit an Köller orientiert, ist dies nicht überraschend. Im Hinblick darauf, dass die Profile von Köller auch im Windkanal untersucht wurden, kann die Ähnlichkeit der Geometrien auch als eine zusätzliche Validierung der Auslegungsmethodik dieser Arbeit angesehen werden. Es ist anzumerken, dass die Profile Köller Nr. 1 und 2 noch klassisch ausgelegt wurden und Ähnlichkeiten zu CDA-Profilen aufweisen.

Betrachtet man die Unterschiede zwischen interpolierten und optimierten Geometrien, kann festgehalten werden, dass bei subsonischer Zuströmung eine gute bis sehr gute Übereinstimmung vorliegt. Die interpolierten Geometrien bieten nur wenig Verbesserungspotential bei der anschließenden Optimierung. Besonders für die Profile Rig250-S1-Hub, Rig250-S1-Casing und Köller Nr. 3 konnte in der nachfolgenden Optimierung keine Verbesserung gefunden werden. Die interpolierten Profile erfüllen aber nicht zwangsläufig die Restriktionen aus der Optimierungsstrategie. Beispielsweise erzielt das interpolierte Profil Köller Nr. 6 einen weiteren Arbeitsbereich als das aufbauend optimierte Profil, erfüllt allerdings nicht die Forderung an die Dicke der Hinterkante aus Kapitel 5.2. Es fällt auf, dass bereits kleine Abweichungen in der Geometrie deutliche Änderungen im Arbeitsbereich bewirken können: Für Rig250-S4-Mid liegen zum Beispiel interpolierte und nachfolgend optimierte Geometrie nahe aneinander, es kann aber ein deutlicher Unterschied an der Abreißgrenze beobachtet werden. Für die transsonischen Szenarien lassen die interpolierten Profile mehr Verbesserungspotential. In

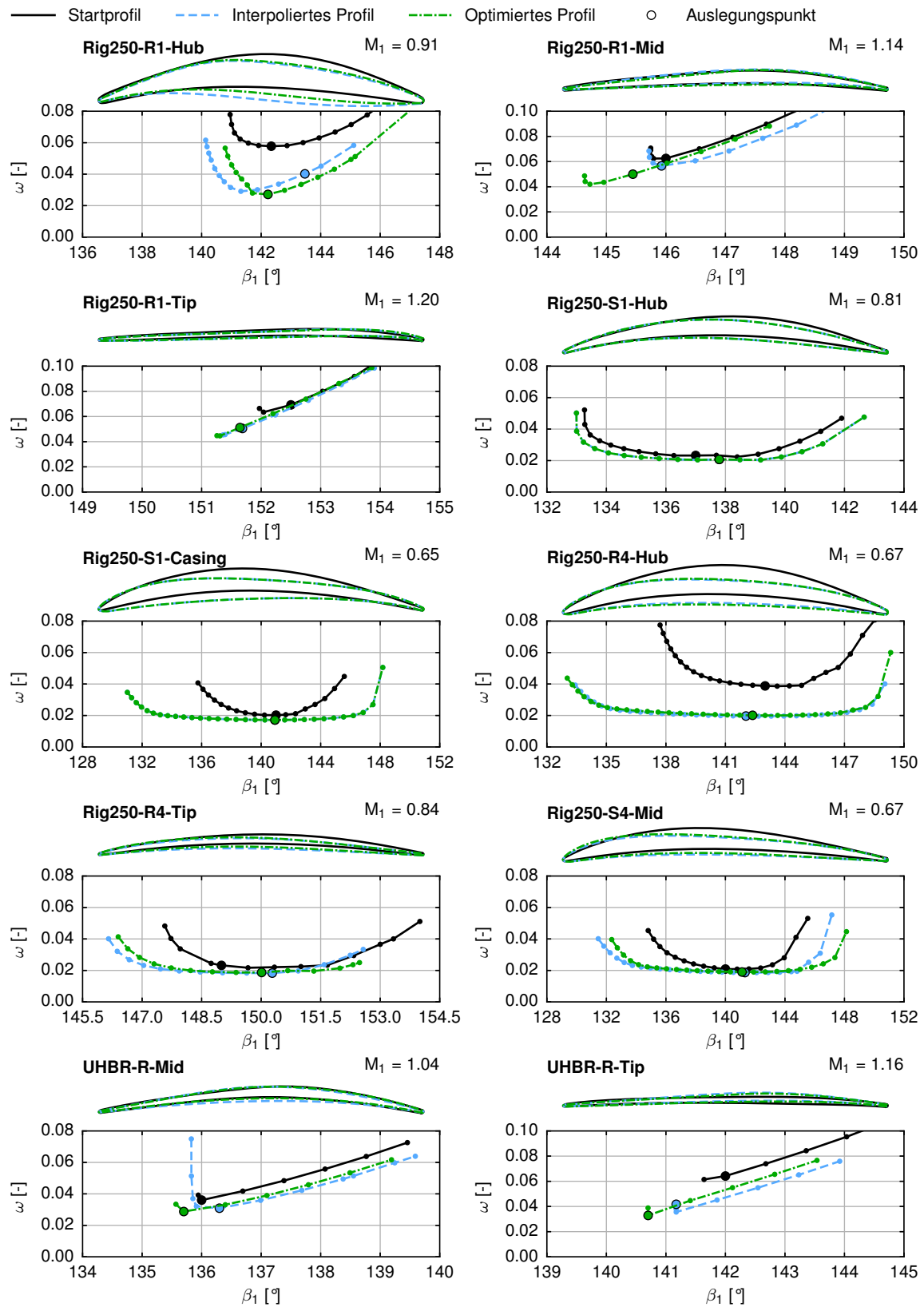


Abbildung 6-5 Startprofil, interpoliertes Profil und darauf aufbauend optimiertes Profil für die Entwurfsszenarien (Teil 1).

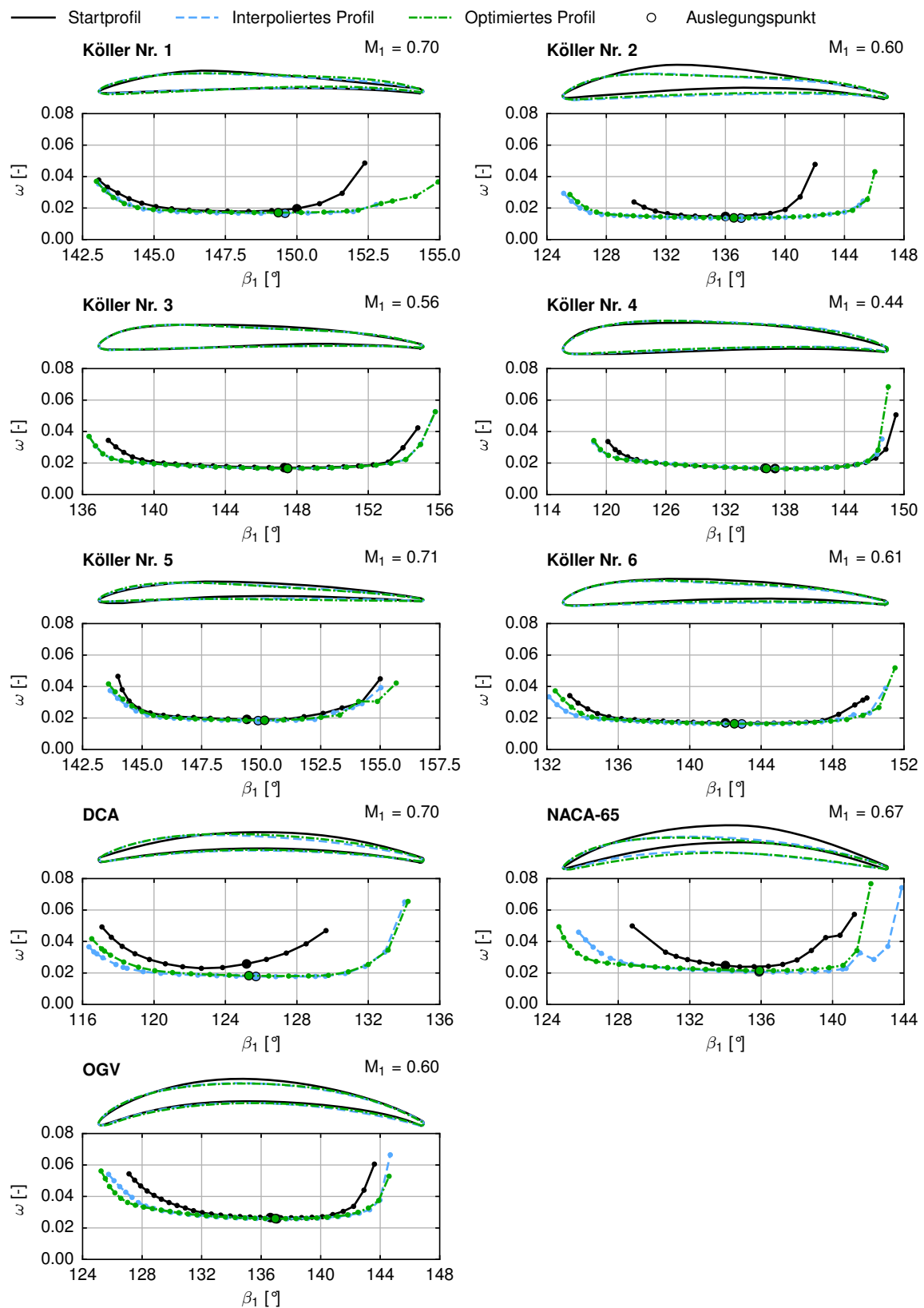


Abbildung 6-6 Startprofil, interpoliertes Profil und darauf aufbauend optimiertes Profil für die Entwurfsszenarien (Teil 2).

diesem Machzahl-Regime ist die Sensitivität der Aerodynamik gegenüber Änderungen der Geometrie besonders hoch. Leichte Änderungen können eine Verschiebung der Stoßlage bewirken und damit die Sperrgrenze und die Verluste beeinflussen. Vor allem Rig250-R1-Hub und Rig250-R1-Mid zeigen Abweichungen in der Geometrie und damit auch in der Verlustcharakteristik im Vergleich zur anschließend optimierten Version. Im Vergleich zum Testprofil kann aber in allen Fällen zumindest eine vergleichbare Qualität festgestellt werden.

Zur quantitativen Bewertung der interpolierten Profile kann der Zielfunktionswert der Auslegungsstrategie aus Gleichung 5-3 betrachtet werden. In Tabelle 6-2 sind die Beiträge zur Zielfunktion und der finale Zielfunktionswert für die Testprofile, die interpolierten Profile und die darauf folgend optimierten Profile gegeben. Die gegebenen Werte sind über alle Entwurfsszenarien gemittelt. Der Verlust im Auslegungspunkt ω^{dp} und der mittlere Verlust $\bar{\omega}$ der interpolierten Profile ist 20% bzw. 23% niedriger als der Verlust der Testprofile. Da vor allem die transsonischen Profile noch Verbesserungspotential zeigen, sind die gemittelten Verluste der optimierten Profile noch einmal 6% bzw. 4% geringer. Der Arbeitsbereich AB scheint für interpolierte und optimierte Profile vergleichbar, allerdings muss berücksichtigt werden, dass die Definition auf dem Verlustniveau basiert. Im Vergleich zu den Testprofilen wird eine Steigerung von 30% erreicht. Betrachtet man den Zielfunktionswert, kann festgestellt werden, dass die interpolierten Profile im Vergleich zu den optimierten Profilen noch ein Verbesserungspotential von 5% besitzen. Dies ist das Potential, das durch die Verwendung der interpolierten Profile anstelle von direkt optimierten Profilen nicht genutzt wird.

Insgesamt sind die Ergebnisse der Optimierungsstrategie und auch der Interpolationsroutinen sehr zufriedenstellend. Die Ergebnisse zeigen, dass die 2000 Profile ausreichend sind, um die große Spannweite an Anforderungen abzudecken. Nur für transsonische Profile wäre eine Verbesserung der Interpolationsergebnisse erstrebenswert.

6.5. Vorhersage von Verlust und Abströmwinkel

Um bereits in der Auslegung eines Verdichters das Verhalten der neuen Profile zu berücksichtigen, ist es nötig, eine passende Modellierung für Verlust und Abströmwinkel zu finden. Für jedes aus der Datenbank interpolierte Profil kann mit den Methoden aus Kapitel 4 eine passende Kalibrierung gefunden werden. Für die Auslegung von mehrstufigen Maschinen ist diese direkte Kalibrierung aber nicht praktikabel, da für jeden einzelnen Profilschnitt die zeitaufwendige Kalibrierung, inklusive der Erzeugung eines neuen Datensatzes mit MISES-Rechnungen, durchlaufen werden müsste. Deshalb wird für die neue Profildfamilie ein anderer Ansatz gewählt: ein künstliches neuronales Netz wird verwendet, um die Kalibrierungsparameter des Modells aus Kapitel 4 in Abhängigkeit von den Entwurfsanforderungen zu beschreiben. Künstliche neuronale Netze erfreuen sich vor allem in der

Tabelle 6-2 Über die Entwurfsszenarien gemittelte Beiträge zur Zielfunktion der Optimierungsstrategie.

	ω^{dp}	$\bar{\omega}$	AB	f
Testprofile	0.0314	0.0349	8.52°	5.99
Interpolierte Profile	0.0251	0.0270	11.1°	4.21
Optimierte Profile	0.0237	0.0259	11.1°	3.99

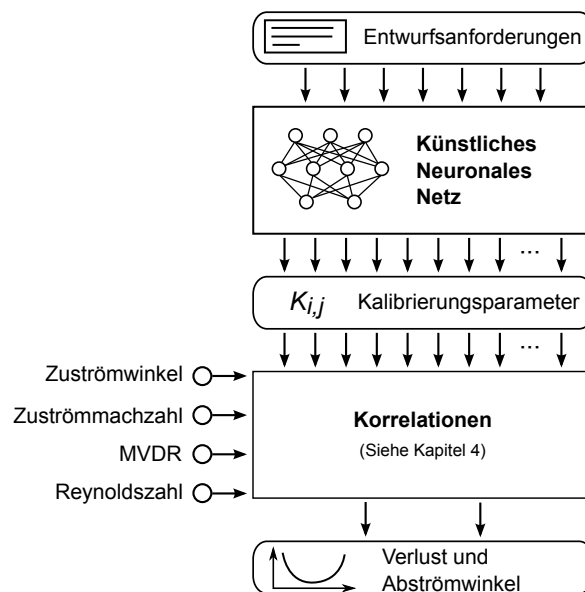


Abbildung 6-7 Schema aus neuronalem Netz und Korrelationen um Verlust und Minderumlenkung für die neue Profildfamilie zu schätzen.

Bild- und Spracherkennung großer Beliebtheit, sind aber dank ihrer Eigenschaften auch als universelle Funktionsapproximatoren einsetzbar. Eine Einführung in die Thematik findet sich in (Kriesel, 2007). Schematisch ist die Modellierung in Abbildung 6-7 dargestellt. Das neuronale Netz wird durchlaufen, um die Kalibrierungsparameter zu bestimmen. Danach können der Verlust und der Abströmwinkel bestimmt werden, indem der Betriebspunkt des Verdichtergitters über die Eingabe von β_1 , M_1 , MVDR und Re festgelegt wird. Dabei beschreiben die Parameter in den Entwurfsanforderungen den Auslegungspunkt des Gitters und die zusätzliche Eingabe in die Korrelation legt den eigentlichen Betriebspunkt fest.

Als neuronales Netz wird ein mehrschichtiges Perzeptron mit sigmoiden Aktivierungsfunktionen eingesetzt. Die Anzahl von sieben Neuronen in der Eingangsschicht ergibt sich aus der Anzahl der Entwurfsanforderungen. Entsprechend setzt sich die Ausgangsschicht aus 25 Neuronen zusammen, was der Anzahl an Kalibrierungsparametern entspricht. Es wurden Topologien mit ein oder zwei versteckten Schichten und einer unterschiedlichen Anzahl an Neuronen getestet. Am Ende wurde ein Netz mit relativ wenigen Gewichten gewählt, das aus einer versteckten Schicht mit 16 Neuronen besteht.

Die Trainingsdaten bestehen aus den oben genannten 2000 optimierten Profilen. Zusätzlich wurden Validierungsdaten durch die Interpolation von 1000 Profilgeometrien an zufälligen Stellen im Anforderungsraum erzeugt. Das Kennfeld jedes Profils wird, wie in Kapitel 4 vorgestellt, mit 40 Polaren abgefahren. Zusammen genommen bestehen Trainings- und Validierungsdaten aus über einer Millionen MISES-Rechnungen. Das neuronale Netz wird zusammen mit den Korrelationen trainiert, mit dem Ziel, Gewichte zu finden, die zu einem minimalen Approximationsfehler von Verlust und Abströmwinkel führen. Eine geringe Anzahl von Gewichten in Kombination mit einer L2-Regularisierung führt zu einem hohen Verallgemeinerungsgrad. Das trainierte neuronale Netz ist in das Throughflow-Verfahren ACDC eingebaut, um die Kalibrierungsparameter für die neue

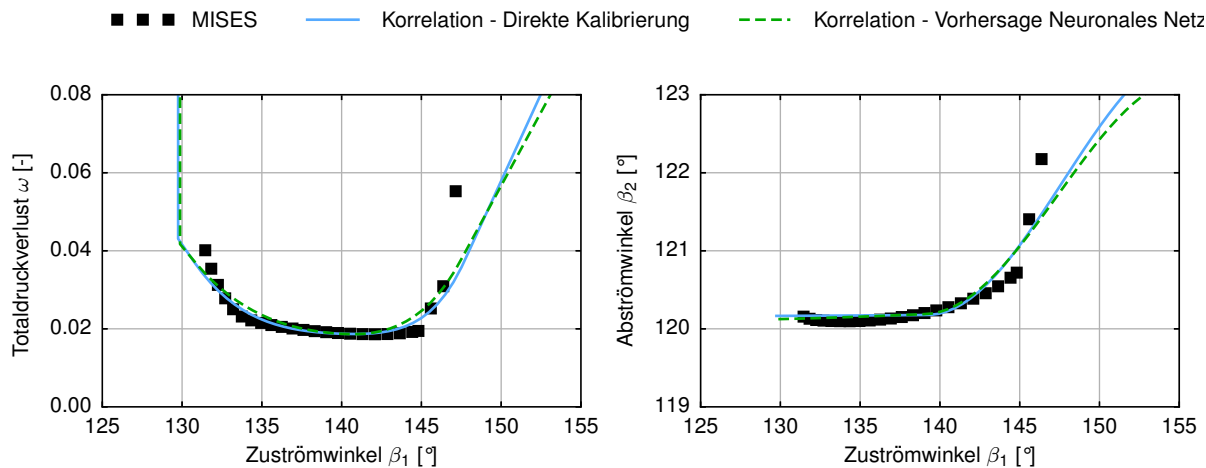


Abbildung 6-8 Vorhersage von Verlust und Abströmwinkel mit der direkt kalibrierten Korrelation und mit der Vorhersage über ein Neuronales Netz für das optimierte Profil des Entwurfsszenarios Rig250-S4-Mid ($M_1=0,67$).

Profilsystematik vorherzusagen. Dies ist die zweite wichtige Komponente der Profilsystematik und vervollständigt den in der Zielsetzung vorstellten Auslegungsprozess (Abbildung 1-5).

In Abbildung 6-8 wird die Vorhersage einer direkt kalibrierten Korrelation mit der Vorhersage über das neuronale Netz verglichen. Gezeigt wird die Charakteristik für das interpolierte Profil zum Entwurfsszenario Rig250-S4-Mid. Als Referenz sind die MISES-Ergebnisse eingetragen. Beide Korrelationen liegen sehr nahe beieinander, nur in Richtung positiver Inzidenz verläuft die Vorhersage über das Neuronale Netz flacher. Das minimale Verlustniveau wird von beiden Korrelationen im Vergleich zu MISES gut wiedergegeben. Der Gradient der Verluste für positive und negative Inzidenz wird allerdings von den Korrelationen insgesamt als zu flach angenommen. Dadurch wird auch der Arbeitsbereich überschätzt. Ähnliche Aussagen lassen sich auch für den Abströmwinkel treffen: in der Mitte des Arbeitsbereichs wird der Abströmwinkel gut wiedergegeben, die Abweichungen zu MISES steigen aber vor allem für positive Inzidenz.

Wie auch in Kapitel 4.5 wird an dieser Stelle noch der Approximationsfehler der Korrelationen für alle interpolierten Profile aus den Entwurfsszenarien betrachtet. Dazu wird der Fehler der direkten kalibrierten Korrelationen mit der Vorhersage der Korrelationen über das neuronale Netz in Tabelle 6-3 verglichen. Der Approximationsfehler der Verluste sowie des Abströmwinkels ist unge-

Tabelle 6-3 Approximationsfehler zwischen MISES und Korrelationen mit einer direkten Kalibrierung und einer Vorhersage der Kalibrierungsparameter über das Neuronale Netz. Der Approximationsfehler wird als arithmetisches Mittel aus den Beträgen der Fehler aller interpolierten Profile aus den Entwurfsszenarien gebildet.

* = Die Entwurfsszenarien Rig250-R4-Tip, Köller Nr. 1 und Köller Nr. 2 sind im Approximationsfehler nicht berücksichtigt, da $2 \cdot \omega^*$ mit MISES nicht erreicht wurde.

	Direkte Kalibrierung	Vorhersage Neuronales Netz
Abs. Approximationsfehler ω^{dp}	0,0007125	0,001440
Rel. Approximationsfehler ω^{dp}	2,258%	4,650%
Abs. Approximationsfehler β_2^{dp}	0,1627°	0,3255°
Abs. Approximationsfehler β_1^{st} *	0,3677°	0,5567°

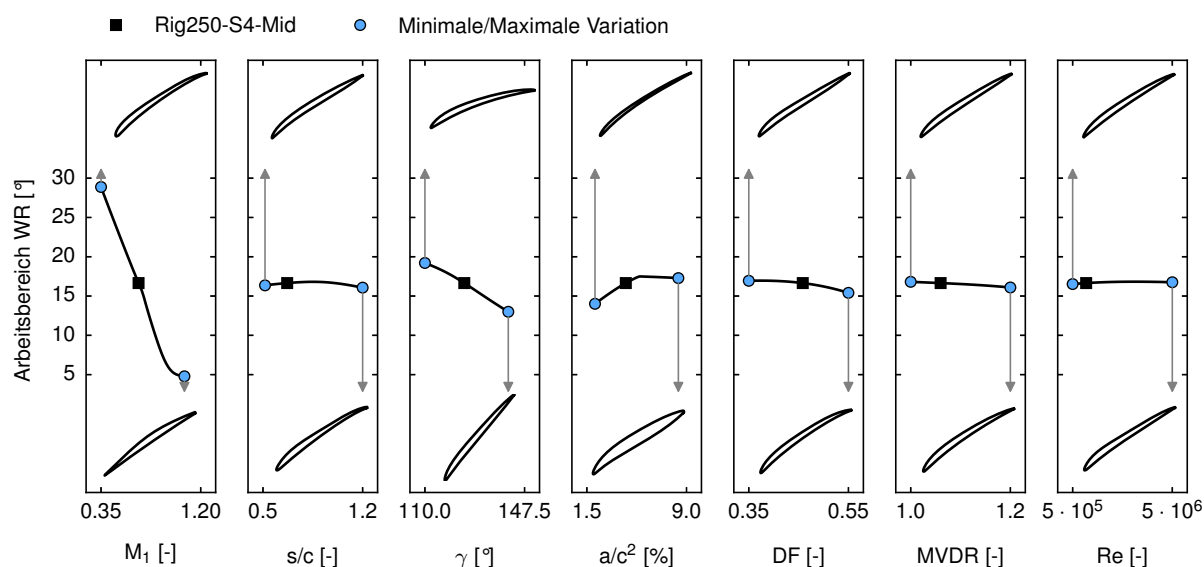


Abbildung 6-9 Effekt der unabhängigen Variation jeder Entwurfsanforderung auf den Arbeitsbereich und die Profilgeometrie ausgehend von dem Entwurfsszenario Rig250-S4-Mid. Der Arbeitsbereich und die Geometrie sind mit den Methoden aus Kapitel 6.3 und 6.5 ausgewertet.

fähr um einen Faktor zwei größer, wenn anstelle einer direkt kalibrierten Korrelation das neuronale Netz verwendet wird. Wird berücksichtigt, dass diese Entwurfsszenarien nicht in das Training des Neuronalen Netzes eingeflossen sind und die Vorhersage damit für unbekannte Profilgeometrien stattfindet, ist die Größenordnung des Fehlers sehr zufriedenstellend. Auch für den Einsatz in einer Vorauslegungsumgebung ist der Fehler hinreichend klein.

6.6. Untersuchungen zur Variation der Entwurfsanforderungen

Mit den vorgestellten Methoden aus Kapitel 6.3 und 6.5 ist es nun möglich, in Sekundenbruchteilen eine Aussage über die Geometrie und das aerodynamische Verhalten der Profile in der Systematik zu treffen. Im folgenden Abschnitt sollen Variationen der Entwurfsanforderung ausgehend vom Entwurfsszenario Rig250-S4-Mid untersucht werden, um einen tieferen Einblick in die Systematik zu erhalten.

6.6.1. Unabhängige Variation jeder Entwurfsanforderung

Zuerst werden in Abbildung 6-9 die Auswirkungen der unabhängigen Variation jeder Entwurfsanforderung auf den Arbeitsbereich und die Profilgeometrie untersucht. Der Arbeitsbereich wird mit der Kombination aus neuronalem Netz und Korrelation vorhergesagt. Die Profilgeometrie ist interpoliert und jeweils für den minimalen und den maximalen Wert der untersuchten Entwurfsanforderung dargestellt. Dabei werden die vorgestellten Restriktionen an den Anforderungsraum berücksichtigt. Somit ist der obere Wert der Machzahl zum Beispiel kleiner als der Maximalwert der Datenbank von $M_1=1,2$. Zunächst gibt die Grafik einen Überblick darüber, welche Entwurfsanforderungen den größten Einfluss auf den Arbeitsbereich und auf die Geometrie haben: Die Machzahl M_1 besitzt den entscheidendsten Einfluss, aber auch die Profilfläche a/c^2 , der Staffelungswinkel γ und der

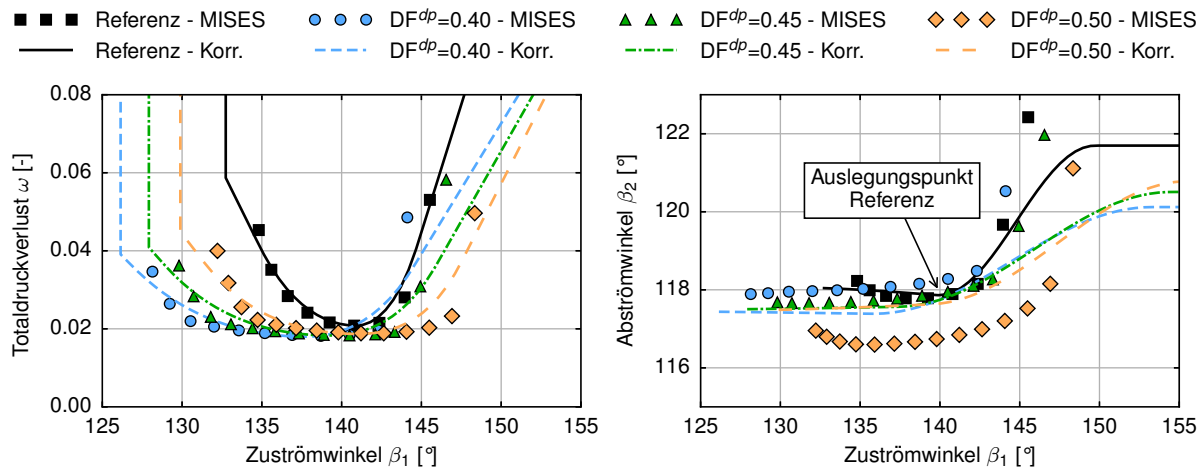


Abbildung 6-10 Variation von DF^{dp} bei gleichem Abströmwinkel auf Basis des Entwurfsszenarios Rig250-S4-Mid ($M_1=0,67$).

Diffusionsfaktor DF^{dp} spielen eine wichtige Rolle. Kleine Machzahlen, geringe Staffelungswinkel, hohe Profilflächen und niedrige Diffusionsfaktoren haben eine positive Auswirkung auf den Arbeitsbereich. Die größte Änderung der Geometrie kann bei der Machzahl beobachtet werden: hier passen sich Vorderkantendicke und der Verlauf der Saugseite deutlich an die veränderten Randbedingungen an. Interessant ist, wie sich der Arbeitsbereich in Abhängigkeit von der Profilfläche verändert: im unteren Bereich der Profilfläche ermöglichen höhere Profilflächen dickere Vorderkanten und damit auch größere Arbeitsbereiche. Ab einer gewissen Profildicke bleibt ein positiver Effekt auf den Arbeitsbereich aus, stattdessen muss bei dickeren Profilen die Geometrie so gewählt werden, dass Überschallgebiete bei positiver Inzidenz, die den Arbeitsbereich einschränken, vermieden werden. Bei der Variation des MVDR fällt auf, dass höhere Werte keinen positiven Einfluss auf den Arbeitsbereich haben, wie es bei der Betrachtung eines Verdichtergitters zu erwarten wäre. In dieser Grafik müssen die Profile, die für höheres MVDR ausgelegt sind, mehr Umlenkung machen, da ein identisches DF^{dp} gefordert ist. Sie haben damit auch eine höhere Profilwölbung, verursachen mehr Verluste und haben einen geringeren Arbeitsbereich.

6.6.2. Variation des Diffusionsfaktors bei konstantem Abströmwinkel

Durch den Aufbau der Profilsystematik über den Diffusionsfaktor ist es nicht möglich, direkt ein Profil für einen vorgegebenen Zu- oder Abströmwinkel abzufragen. Mit einer Variation der beiden Parameter Staffelungswinkel γ und Diffusionsfaktor DF^{dp} kann aber ein Profil aus der Systematik gefunden werden, das gegebenen Anforderungen an sowohl Zu- als auch Abströmwinkel genügt. In Abbildung 6-10 ist dargestellt, wie sich für das Entwurfsszenario Rig250-S4-Mid unterschiedliche Profile aus der Systematik finden lassen, die den gleichen Abströmwinkel besitzen, aber für unterschiedliche Diffusionsfaktoren ausgelegt sind. Es werden drei Stufen der Entwurfsanforderung DF^{dp} betrachtet: 0,40, 0,45 und 0,50. Zum Vergleich: der Diffusionsfaktor im Auslegungspunkt des Testprofils beträgt 0,46 bei einem Zuströmwinkel von $140,0^\circ$ und einem Abströmwinkel von $117,8^\circ$. Für jedes DF^{dp} wird der Staffelungswinkel γ in den Entwurfsanforderungen so angepasst, dass der mit dem Neuronalen Netz vorhergesagte Abströmwinkel bei einem Zuströmwinkel von

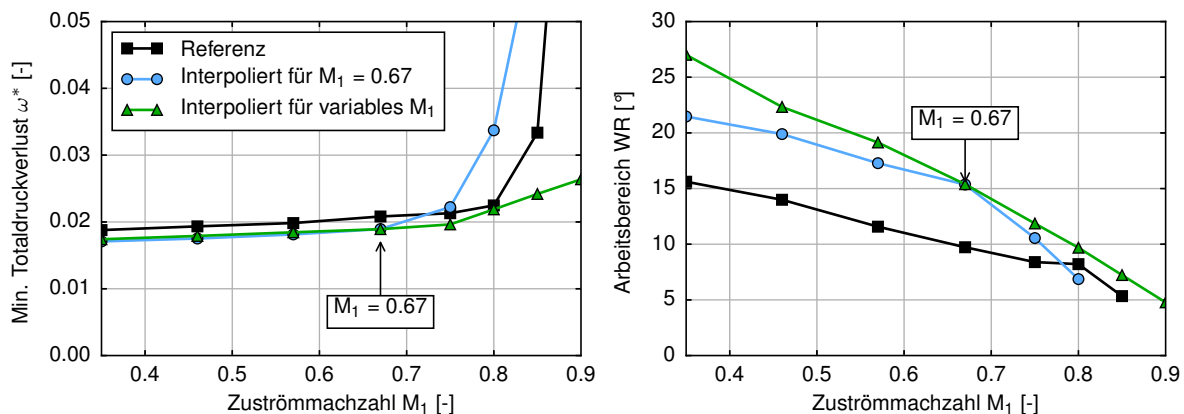


Abbildung 6-11 Minimaler Totaldruckverlust ω^* und Arbeitsbereich WR in Abhängigkeit der Zuströmmachzahl M_1 für Szenario Rig250-S4-Mid, berechnet mit MISES. Die Startgeometrie wird verglichen mit einer interpolierten Geometrie für $M_1=0,67$ und einer für die jeweilige Machzahl interpolierten Profilgeometrie.

140,0° den 117,8° des Referenzprofils entspricht. Dazu wird ein Optimierungsalgorithmus in Verbindung mit der Vorhersage des neuronalen Netzes verwendet. Es ergeben sich die drei Staffelungswinkel 121,3°, 122,6° und 124,0°. Der Staffelungswinkel der Referenzgeometrie ist 124,8°.

Eingetragen in die Abbildung sind die Charakteristiken von Verlust und Abströmwinkel für die drei Profile der Systematik und das Testprofil. Für das Testprofil ist die direkt kalibrierte Korrelation dargestellt, für die Variationen von DF^{dp} die Vorhersage des neuronalen Netzes. Zusätzlich sind MISES-Nachrechnungen gegeben. Es lässt sich beobachten, dass sich der Arbeitsbereich bei steigendem DF^{dp} zu größeren Zuströmwinkeln verschiebt. Dieser Effekt wird gut von den Korrelationen vorhergesagt. Dabei ist die Qualität der Korrelationen vergleichbar zu Abbildung 6-8. Nur bei $DF^{dp}=0,50$ wird der Abströmwinkel von der Korrelation überschätzt. Bei einer Zuströmung von 140° beträgt der Fehler 0,6°. Die beiden Profile mit einem DF^{dp} von 0,45 und 0,50 decken den ursprünglichen Arbeitsbereich komplett ab und sind somit als Ersatz für das Testprofil denkbar. Je nachdem, ob mehr Arbeitsbereich in Richtung positiver oder negativer Inzidenz gewünscht wird, kann ein DF^{dp} gewählt werden, das in diesem Fall auch den Staffelungswinkel γ festlegt. Dieser Prozess wird im nächsten Kapitel eingesetzt, um für Profilschnitte eines existierenden Verdichters vergleichbare Profile aus der neuen Profilsystematik zu finden.

6.6.3. Variation der Zuströmmachzahl

Aus Abbildung 6-9 konnte entnommen werden, dass vor allem die Auslegungsmachzahl einen sehr großen Einfluss auf die optimale Profilgeometrie und den Arbeitsbereich hat. Hier wird genauer analysiert, wie sich eine Variation der Zuströmmachzahl auf die Verluste und den Arbeitsbereich auswirkt. Dazu wird wieder das Statorprofil Rig250-S4-Mid untersucht, das bei einer Zuströmmachzahl von 0,67 betrieben wird. Das Ausgangsprofil wird mit einem vergleichbaren interpolierten Profil aus der Systematik verglichen, das auch in Abbildung 6-5 dargestellt ist. Für beide Profile wird der Arbeitsbereich und der Verlust für unterschiedliche Machzahlen im Bereich 0,35 bis 0,90 mit MISES bestimmt. Zusätzlich werden für diese Zuströmmachzahlen neue Profilgeometrien interpoliert, die für die jeweilige Machzahl ausgelegt sind. Die Entwurfsanforderungen Staffelungswinkel und Dif-

fusionsfaktor werden dabei so gewählt, dass die Lage des Arbeitsbereichs und der Abströmwinkel ähnlich dem Testprofil sind. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6-11 aufgetragen.

Bei der Auslegungsmachzahl 0,67 besitzen die interpolierten Geometrien einen Arbeitsbereich von 15° im Vergleich zu 10° für das Testprofil. Die Verluste sind für die neuen Profile etwas geringer. Bei niedrigen Machzahlen fallen die Verluste leicht. Für die kleinste Zuströmmachzahl von 0,35 besitzt die Ausgangsgeometrie einen Arbeitsbereich von 16° . Die Profilgeometrie, die für eine Eintrittsmachzahl von 0,67 interpoliert ist, bietet hier 6° zusätzlichen Arbeitsbereich. Wenn man allerdings ein Profil betrachtet, das speziell für diese niedrige Machzahl ausgelegt ist, wird ein Arbeitsbereich von 27° erzielt. Bei Machzahlen über der Auslegungsmachzahl steigen die Verluste des für $M_1=0,67$ ausgelegten Profils deutlich an und der Arbeitsbereich wird kleiner. Durch eine dicke Vorderkante und die Wölbung im vorderen Teil der Saugseite ist die kritische Machzahl früh erreicht und ein Überschallgebiet, das durch einen Stoß abgeschlossen wird, bildet sich. Für die Referenzgeometrie wird die kritische Machzahl bei 0,8 erreicht. Die Verluste der für jede Machzahl neu interpolierten Geometrien steigen deutlich weniger an. Bei $M_1=0,90$ wird noch ein Totaldruckverlust unter 3% erzielt. Hier ist die Geometrie an die hohen Machzahlen anpasst, um Stoßverluste zu vermeiden.

Es lässt sich zusammenfassen, dass die neuen Profile eine überlegene Leistung in den Bereichen zeigen, für die sie ausgelegt sind. Im vorgestellten Beispiel wurden vor allem bei geringen Machzahlen weite Arbeitsbereiche erzielt. Aber es muss darauf geachtet werden, dass die Profile auch entsprechend ihrer Auslegung eingesetzt werden. Vor allem bei Überdrehzahl, wenn Massenstrom und Machzahlen über den Auslegungsgrößen liegen, kann es zu Leistungseinbußen kommen. In diesem Fall sollten von vornherein Profile gewählt werden, die für eine höhere Machzahl ausgelegt sind.

7. Validierung der Profilsystematik im vielstufigen Verdichter

Die neue Profilsystematik wird nun verwendet, um die Profilschnitte eines existierenden Verdichters mit neuen zu ersetzen. Der betrachtete Verdichter ist ein 15-stufiger Versuchsverdichter, der von der MTU Aero Engines entwickelt und 1994 getestet wurde (Hansen und Kappis, 2001). In Abbildung 7-1 sind der Strakverlauf und die Schaufelpositionen des Verdichters dargestellt.

Bei dem Versuchsverdichter handelt es sich um eine geometrisch skalierte Variante der ersten 15 Stufen eines stationären Gasturbinenverdichters. Als Profiltyp kommen CDA-Profile zum Einsatz. Aus Kostengründen wurde bei der Auslegung des Verdichters ein Kompromiss zwischen individuell angepassten Frontstufen und sich wiederholenden Schaufelgeometrien in den mittleren und hinteren Stufen eingegangen (Eckardt, 2013). Die 15 Stufen werden durch ein Vorleitrad und ein Nachleitrad ergänzt. Zusätzlich zum Vorleitrad ist der Verdichter für den Betrieb bei Teillast mit zwei weiteren verstellbaren Leitschaufelreihen ausgestattet. Nach der fünften Stufe ist eine Luftentnahme vorgesehen, an der 2,5% des Eintritts-Massenstroms entnommen werden. Es liegen keine Informationen über die Variation der Luftentnahme über das Kennfeld vor, deshalb wird für die folgenden Studien dieser konstante Massenstromanteil angenommen. Für die vorliegenden Untersuchungen werden alle Leitschaufeln als freitragende Schaufeln mit Nabenspiel modelliert. Es werden relative korrigierte Drehzahlen zwischen 90% und 105% untersucht, dabei bleiben die variablen Leitschaufeln vollständig geöffnet. Dieser Drehzahlbereich deckt einen Betrieb bei schwachem Netz an heißen Tagen bis hin zum Betrieb an kalten Tagen ab. Genauer betrachtet werden die Punkte auf der Arbeitslinie bei 95% und 100% Drehzahl, wobei der Arbeitslinienpunkt bei 100% Drehzahl als Auslegungspunkt bezeichnet wird.

Im Folgenden wird die ursprüngliche Geometrie des Verdichters, als Referenz bezeichnet, mit einer Verdichterauslegung verglichen, die Profile aus der Systematik verwendet. Die neue Verdichtergeometrie soll sowohl in axialer als auch in radialer Richtung ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke wie die Referenz aufweisen und wird als "VCC"-Variante bezeichnet. Nur das Vor- und Nachleitrad bleiben unverändert. Teile dieser Studie wurden bereits in (Schnoes u. a., 2018) veröffentlicht.

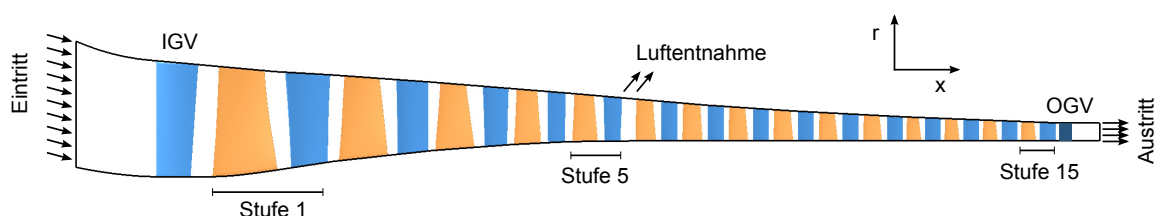


Abbildung 7-1 Strakverlauf und Schaufelpositionen des stationären Gasturbinenverdichters.

7.1. Throughflow und RANS-Modellierung

Die Erzeugung des Throughflow-Modells der Referenzgeometrie ist vergleichbar zu dem Vorgehen für DLR-Rig250 in Kapitel 4.6. Es werden von jedem Rotor vier und von jedem Stator drei Schaufelschnitte aus der ursprünglichen Geometrie extrahiert. Für jedes dieser Profile wird ein Auslegungspunkt aus einer 3D CFD-Simulation des Verdichters ermittelt. Danach werden die Kennfelder der Profile mit fast 60.000 MISES-Simulationen berechnet. Dies dauert auf aktueller Hardware mehrere Stunden. Aus den Ergebnissen werden mit den Methoden aus Kapitel 4 die Parameter der Korrelationen für Verlust- und Abströmwinkel abgeleitet.

Um das Throughflow-Modell der VCC-Variante zu erzeugen wird für jedes Ausgangsprofil, mit den in Abschnitt 6.6.2 vorgestellten Methoden, automatisiert ein Profil aus der Systematik gesucht. Wie vorgestellt werden die Entwurfsanforderungen Staffelungswinkel und Diffusionsfaktor festgelegt, indem gefordert wird, dass der Abströmwinkel identisch zum Ausgangsprofil ist. Zusätzlich wird gefordert, dass der Arbeitsbereich des neuen Profils so liegt, dass beide Enden des Arbeitsbereichs einen vergleichbaren Abstand zu den Enden des Arbeitsbereichs des Ausgangsprofils haben. Die Arbeitsbereiche also mittig übereinander liegen. Die weiteren Entwurfsanforderungen werden aus der Geometrie des Ausgangsprofils und dem zugewiesenen Auslegungspunkt übernommen. Die neuen Profile können dann wieder zu Schaufeln gefädelt werden, um eine 3D-Geometrie des Verdichters zu erzeugen. Dabei werden die Vorder- und Hinterkantenverläufe in der S2-Projektion von der Referenzgeometrie übernommen und die Profile werden in Umfangsrichtung schwerpunktgefädelt. Um die Korrelationsparameter der VCC-Variante zu bestimmen, wird das neuronale Netz aus Kapitel 6.5 verwendet.

Um die Throughflow-Rechnungen zu bewerten, werden stationäre RANS-Simulationen mit TRACE durchgeführt. Als Modell zur Turbulenzschließung wird das Wilcox $k-\omega$ -Turbulenzmodell verwendet. Die radiale Auflösung des Rechengitters beträgt 65 Punkte mit 7 Punkten in den Spalten. Für die Gesamtkonfiguration ergeben sich zusammengenommen 18,7 Millionen Zellen. Als Wandbehandlung werden Wandfunktionen an Nabe und Gehäuse verwendet. Auf den Schaufelflächen wird ein Low-Reynolds-Modell aufgebracht. Der dimensionslose Wandabstand y^+ auf den Schaufelflächen liegt unter 2. Die geometrischen Übergänge zwischen den Rotorschaukeln und der Nabe bzw. zwischen den Statorschaukeln und dem Gehäuse sind ausgerundet. Die vorgestellten Einstellungen orientieren sich an denen, die von Kügeler u. a. (2008) für den gleichen Verdichter verwendet wurden. Bei der Berechnung der Verdichterkennfelder wird auf eine detaillierte Analyse der Stabilitätsgrenze verzichtet. Entlang einer Drehzahllinie werden Betriebspunkte gerechnet, bis ein Anstieg von 5% im Gegendruck nicht mehr konvergiert.

7.2. Ergebnisse

Die Verdichterkennfelder der Referenzausführung und der Ausführung mit Verdichterschaukeln aus der neuen Profilsystematik (VCC) sind in Abbildung 7-2 dargestellt. Es werden 3D CFD- und Throughflow-Ergebnisse verglichen. Bei Nenndrehzahl stimmen die 3D CFD-Ergebnisse beider Versionen in Bezug auf Massenstrom und Gesamtdruckverhältnis sehr gut überein. Mit den neuen Schaufeln kann im Auslegungspunkt eine leichte Steigerung des polytropen Wirkungsgrades von 0,27% er-

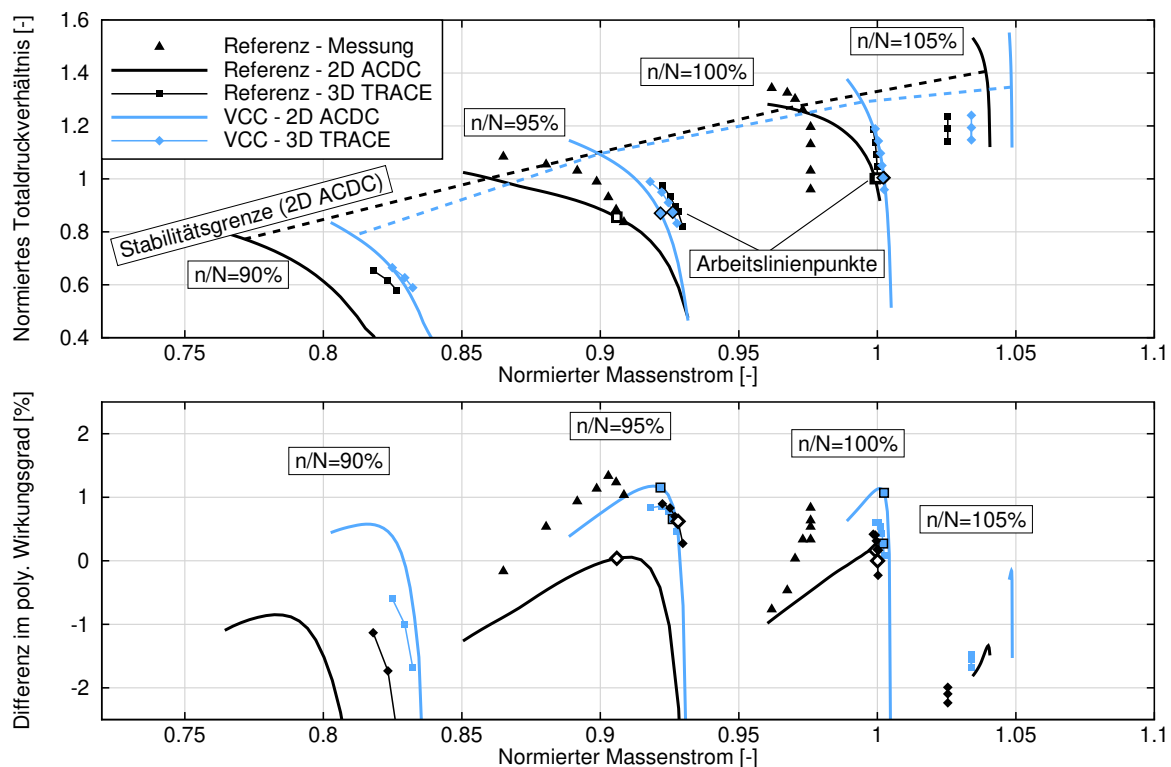


Abbildung 7-2 Kennfeld des stationären Gasturbinenverdichters in der Referenzausführung und mit Verdichterschaufeln aus der neuen Profilsystematik (VCC).

reicht werden. Auch die anderen Drehzahlkurven zeigen eine gute Übereinstimmung. Hinsichtlich der Throughflow-Ergebnisse fällt zunächst auf, dass die Unterschiede zwischen Referenzausführung und neuer Auslegung größer sind als von der 3D CFD vorhergesagt. Der Auslegungspunkt wird zwar bezüglich des Massenstroms sehr gut getroffen, allerdings wird durch die neue Geometrie eine Steigerung des Wirkungsgrades von 0,90% vorhergesagt, im Vergleich zu den erwähnten 0,27% der 3D CFD. Tendenziell sind die Abweichungen zwischen Throughflow und 3D CFD für Drehzahlen jenseits der Nenndrehzahl größer. Es zeigt sich auch, dass die Ergebnisse mit VCC-Profilen eine bessere Übereinstimmung zu der 3D CFD zeigen als die Referenzausführung. Die Drehzahlkurven der Throughflow-Rechnungen der Startgeometrie zeigen eine flache Charakteristik, also einen größeren Abfall des Massenstroms nahe der Stabilitätsgrenze.

Für die Throughflow-Rechnungen ist die aerodynamische Stabilitätsgrenze auf Basis des Koch-Kriteriums eingezeichnet. Die ursprüngliche Geometrie scheint hier eine höhere Stabilität zu besitzen. Die 3D CFD-Ergebnisse bestätigen dies allerdings nicht: in beiden Fällen konvergieren die gleichen Betriebspunkte und ein weiteres Androsseln im Rahmen der 5% Inkremente im Gegen-Druck ist nicht möglich. Insgesamt sagt das Koch-Kriterium einen deutlich größeren Betriebsbereich voraus als die 3D CFD-Rechnungen. Für die 95% und 100% Drehzahlkurve sind auch Messungen der Referenzausführung eingetragen. Die Experimentaldaten sind zu geringeren Massenströmen verschoben mit einem Unterschied von ungefähr 2,5%. Ähnliche Abweichungen zwischen TRACE und Experiment wurden für diesen Verdichter von Kügeler u. a. (2008) beobachtet. Zusätzlich erreichen die Messungen eine höhere aerodynamische Stabilität als die Vorhersagen von Throughflow und 3D

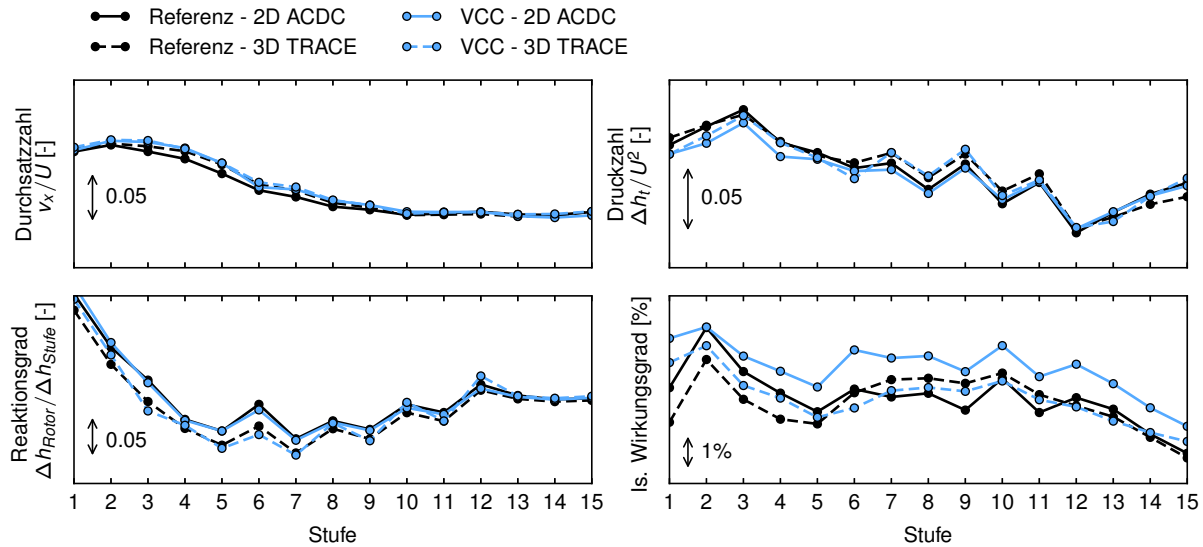


Abbildung 7-3 Stufenkenngrößen der Referenzausführung und der VCC-Ausführung für den Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl.

CFD. Da keine genaueren Details über die Messdaten vorliegen, soll an dieser Stelle nicht näher auf diese Abweichungen eingegangen werden.

Abbildung 7-3 untersucht den Auslegungspunkt genauer: Für jede Stufe sind die Durchsatzzahl, die Druckzahl, der Reaktionsgrad und der isentrope Wirkungsgrad gegeben. Sowohl die Durchsatzzahl als auch die Druckzahl stimmen gut zwischen 3D CFD und Throughflow überein. Das Auslegungsziel, die Geschwindigkeitsdreiecke zwischen den beiden Verdichtervarianten möglichst unverändert zu lassen, kann als erfüllt betrachtet werden, da sich Durchsatzzahl, Druckzahl und Reaktionsgrad nur geringfügig unterscheiden. Es ist nur eine geringe axiale Umverteilung des Arbeitseintrags zwischen den neuen und den ursprünglichen Schaufelgeometrien zu erkennen. Am Reaktionsgrad lässt sich erkennen, welche der mittleren und hinteren Stufen geometrisch ähnlich sind. Jeweils die Stufen 8 und 9, 10 und 11, als auch 12 bis 15 besitzen identische Rotoren und Statoren, die mit dem Strömungskanal verschnitten sind. Bezüglich der Stufenwirkungsgrade können folgende Trends zwischen den verschiedenen Rechnungen festgehalten werden: die zweite Stufe besitzt einen besonders hohen Wirkungsgrad, danach nehmen die Wirkungsgrade bis hin zur fünften Stufe ab. Der Trend in den folgenden Stufen ist nicht eindeutig. Erst das Abfallen des Wirkungsgrads über die letzten vier Stufen zeigt sich in allen Rechnungen. Im Vergleich zu den anderen Rechnungen zeigt die Throughflow-Rechnung der VCC-Beschaukelung den offensichtlichsten Unterschied, bei der, wie bereits im Verdichterkennfeld ersichtlich, die Wirkungsgrade deutlich überbewertet sind. Vergleicht man die 3D CFD-Ergebnisse der beiden Verdichtergeometrien, so werden in den ersten fünf Stufen Effizienzsteigerungen von bis zu 1,91% durch die neue Profilierung erreicht. Die mittleren Stufen besitzen einen im Schnitt etwas geringeren Wirkungsgrad, mit einem maximalen Rückgang von 0,49% bei Stufe 6. Die hinteren Stufen sind wieder sehr ähnlich. Die neuen Profile scheinen für transsonische Stufen sehr gute Ergebnisse zu liefern, aber für die meisten Unterschallstufen ist ein leichter Anstieg der Verluste zu beobachten. Dies steht im Gegensatz zu den Ergebnissen aus Kapi-

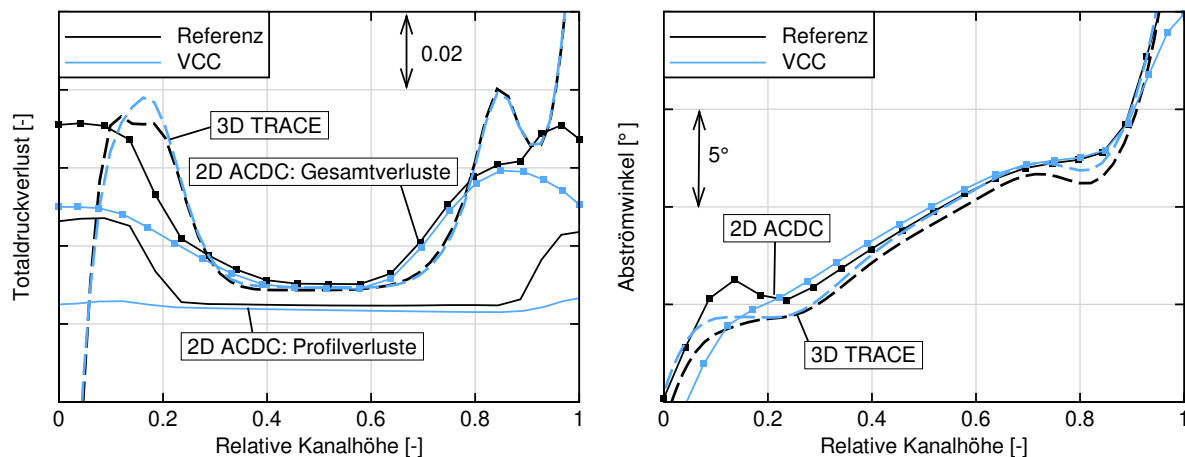
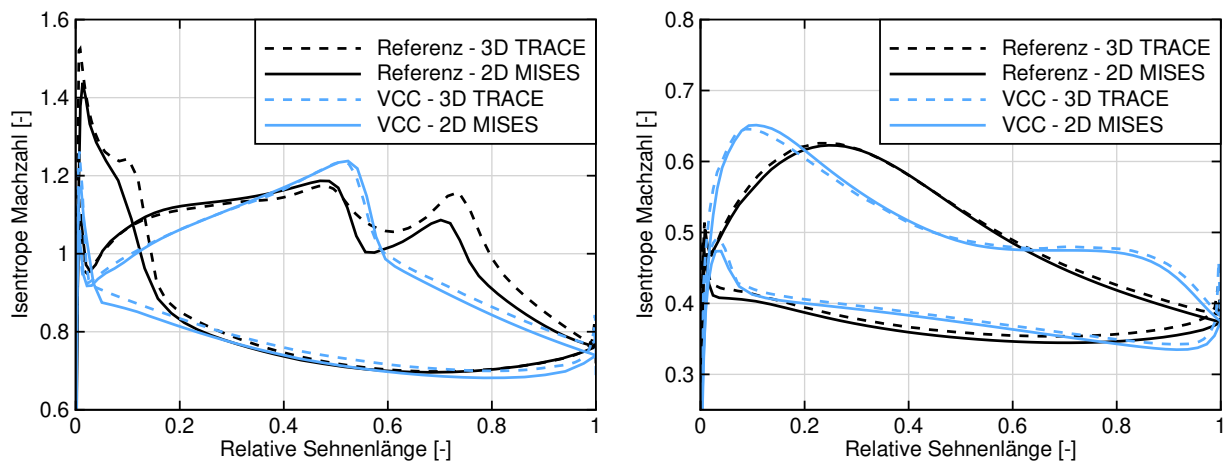


Abbildung 7-4 Beiträge zum gesamten Totaldruckverlust in der Throughflow-Rechnung im Vergleich zu den 3D CFD-Ergebnissen für Rotor 10 im Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl.

tel 6, die eine überlegene Leistung der neuen Profile gegenüber einer CDA-Beschaufelung erwarten lassen.

An dieser Stelle soll dem Unterschied in den Wirkungsgraden zwischen den Throughflow-Lösungen von Referenz- und VCC-Beschaufelung auf den Grund gegangen werden. Dafür wird Rotor 10 im Auslegungspunkt betrachtet. Abbildung 7-4 zeigt auf der linken Seite die Verluste der Profilkorrelationen und die Gesamtverluste, die in die Throughflow-Rechnungen eingehen und vergleicht diese mit den Verlusten aus der 3D CFD-Rechnung. Die Differenz zwischen den Verlusten aus Profilkorrelationen und Gesamtverlusten ist den Sekundärströmungsmodellen zuzuordnen. Die Kernströmung, in der die Profilverluste dominieren, beschränkt sich auf einen Bereich zwischen 30% und 70% Kanalhöhe. Die Strömung an den Endwänden ist geprägt von niedrigen Axialgeschwindigkeiten, die eine hohe Inzidenz bewirken. Durch diese hohe Inzidenz berechnen die Profilkorrelationen für die Referenzgeometrie einen erheblichen Anstieg der Verluste in der Nähe der Endwände. Da die neue Profilsystematik größere Arbeitsbereiche auf Verdichtergitterebene besitzt, sagen die Profilkorrelationen nur einen geringen Verlustzuwachs im Bereich der Endwand voraus. Entsprechend unterscheiden sich auch die Gesamtverluste, die in die Throughflow-Rechnung eingehen. Gleichzeitig zeigen die 3D CFD-Ergebnisse einen vergleichbaren Verlust zwischen den beiden Schaufelgeometrien. Es lässt sich nur eine geringe Differenz in der Sekundärströmung an der Nabe feststellen. Die idealisierte Aufteilung der Gesamtverluste in 2D-Profilverluste und 3D-Sekundärströmungsverluste, die im Throughflow-Verfahren vorgenommen wird, unterscheidet sich also. Dies betont, wie wichtig eine sorgfältige Kalibrierung zwischen allen beteiligten Korrelationen ist, um akkurate Throughflow-Ergebnisse zu erzielen. Eine unterschiedliche Kalibrierung des Sekundärströmungsmodells zwischen VCC und CDA-Beschaufelung wäre an dieser Stelle eine Option zur Verbesserung der Ergebnisse.

Auf der rechten Seite von Abbildung 7-4 sind die Abströmwinkel der beiden Rotorgeometrien aufgetragen. Sowohl die Vorhersage von Throughflow als auch von 3D CFD liegen nahe beieinander. In der Kanalmitte ist die maximale Differenz zwischen den Modellierungen bzw. den Konfigurationen unter 1° . Die neuen Profilgeometrien erfüllen also auch in radialer Richtung ihre Umlenkungsaufgabe. In den Throughflow-Ergebnissen wird das qualitative Verhalten des Abströmwinkels an Nabe und Gehäuse durch die Sekundärströmungsmodelle zufriedenstellend beschrieben.



(a) Rotor 1 auf einer relativen Höhe von 73% im Auslegungspunkt.

(b) Stator 10 auf einer relativen Höhe von 50% im Auslegungspunkt.

Abbildung 7-5 Vergleich der isentropen Machzahlverteilung zwischen 3D CFD-Rechnungen des Gesamtverdichters und der MISES Auslegung.

Um zu prüfen, ob die Profilschnitte in Übereinstimmung mit ihrer Auslegung betrieben werden, wird die isentrope Machzahlverteilung der 3D CFD-Rechnungen mit den MISES-Auslegungen an zwei Schaufelschnitten verglichen. Zuerst wird in Abbildung 7-5a ein Schnitt des transsonischen ersten Rotors auf 73% relativer Höhe im Auslegungspunkt analysiert. Das Stoßsystem der Referenzgeometrie setzt sich aus einer abgelösten Kopfwelle, die bei 50% Sehne auf die Saugseite des benachbarten Profils trifft und einem weiter stromab folgenden Passagenstoß bei 75% Sehne zusammen. Dementsprechend ist die Referenzgeometrie gesperrt. Das neue Profildesign beschleunigt auf höhere Machzahlen, aber die Verzögerung erfolgt in einem einzigen Stoß. Die VCC-Auslegung ist nicht gesperrt, damit entstehen weniger Stoßverluste und der Wirkungsgrad der ersten Stufe erhöht sich signifikant, wie in Abbildung 7-3 zu erkennen ist. MISES und 3D CFD zeigen hier tendenziell eine gute Übereinstimmung.

Die Mehrzahl der Stufen ist subsonisch, deshalb wird an dieser Stelle ein genauerer Blick auf einen Profilschnitt einer mittleren Stufe geworfen. Die Wahl fällt auf den Mittelschnitt des Stators der 10. Stufe. In der ursprünglichen Auslegung wird diese Profilgeometrie für alle Statoren ab Stufe 8 verwendet. Die isentrope Machzahlverteilung ist in Abbildung 7-5b dargestellt. Die maximale saugseitige Machzahl erhöht sich bei der neuen Schaufelkonstruktion und die Position des Maximums bewegt sich stromaufwärts. Nach einer ersten starken Verzögerung gibt es kaum eine Geschwindigkeitsänderung zwischen 50% und 80% Sehne. Erst auf den letzten 20% wird die Strömung noch einmal stark verzögert, um die geforderte Diffusion zu erreichen. Auch hier stimmt die isentrope Machzahlverteilung von MISES gut mit der 3D CFD-Rechnung überein. Der Verlauf der isentropen Machzahl des VCC Profils ist ähnlich zu dem in Kapitel 5 diskutiertem optimiertem Statorprofil, die aerodynamische Belastung nahe der Hinterkante ist allerdings deutlich ausgeprägter. Diese Profilauslegung wird in Abschnitt 7.3 genauer diskutiert.

Als Nächstes soll der Versagensmodus beider Verdichterkonfigurationen untersucht werden. Dafür werden in Abbildung 7-6 die Wandschubspannungen im letzten stabilen Betriebspunkt bei Nenn-drehzahl betrachtet. Die Grafik zeigt die abgelösten Bereiche auf den Saugseiten von Stufe 6 bis 15

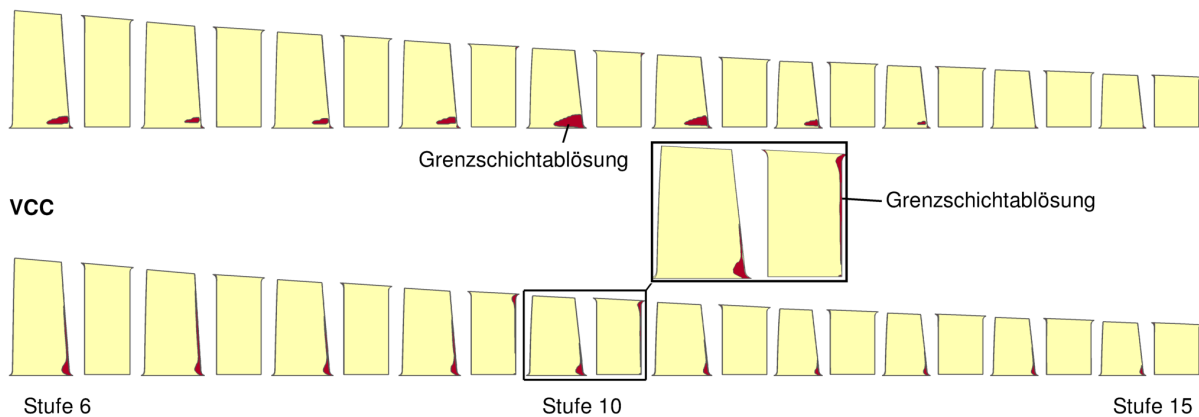
Referenz

Abbildung 7-6 Visualisierung der Strömungsablösungen über die Wandschubspannungen auf den Saugseiten der Stufen 6-15 für den letzten stabilen Punkt bei Nenndrehzahl. Rot stellt eine negative Wandschubspannung dar und damit eine abgelöste Grenzschicht.

in rot. Die größten abgelösten Bereiche finden sich nahe Stufe 10. Bei beiden Konfigurationen ist die Ablösung an der Nabe von Rotor 10 am kritischsten zu bewerten. Vor allem die Referenzauslegung zeigt eine große Eckenablösung, die fast bis zur Hälfte der Sehnenlänge reicht. Der abgelöste Bereich ist für die VCC-Beschaufelung weniger stark ausgeprägt, dafür erstreckt sich aber eine kleine Ablösung entlang der Hinterkante von Rotor und Stator. Diese Strömungsablösung wird durch die starke Grenzschichtbelastung an der Hinterkante induziert, die auch schon in Abbildung 7-5b beobachtet wurde.

Die Strömung im 10. Rotor an der Stabilitätsgrenze wird in Abbildung 7-7 genauer dargestellt. Zum einen werden die Streichlinien auf der Nabe und der Saugseite des Rotors gezeigt, zum anderen die Axialgeschwindigkeit auf der S3 Fläche am Austritt der Schaufelreihe. Die Streichlinien zeigen für beide Konfigurationen eine deutliche Eckenablösung an der Nabe. Dabei ist der Bereich mit einer Strömung entgegen der Hauptströmungsrichtung für die neue Auslegung wesentlich kleiner als für die ursprüngliche Auslegung. Bei der neuen Auslegung besitzen die Streichlinien eine starke radiale Komponente nahe der Hinterkante, dies wird durch die starke Diffusion in diesem Bereich ausgelöst. In der Axialgeschwindigkeit lassen sich die Nachlaufdellen sowie die Verdrängung durch die Eckenablösung erkennen. Für die neue Auslegung ist das Defizit der Axialgeschwindigkeit sowohl im Nachlauf als auch durch die Sekundärströmung an der Nabe geringer als für die ursprüngliche Auslegung.

Zur weiteren Bewertung des Verhaltens des neuen Profiltyps an der Stabilitätsgrenze wird die 10. Stufe noch unabhängig vom Stufenverbund betrachtet. Dazu wird die 100% Drehzahllinie der Stufe einzeln mit 3D CFD gerechnet. Für beide Drehzahllinien werden die gleichen Eintrittsrandbedingungen verwendet, die aus der Gesamtverdichterrechnung der Referenzgeometrie entnommen wurden. Beide Drehzahllinien werden über eine iterative Anpassung des Gegendrucks abgefahren. In Richtung der Stabilitätsgrenze wird nach einer nicht konvergenten Lösung der Inkrement im Gegendruck halbiert, bis eine Steigerung des Gegendrucks von unter 100 Pa nicht mehr konvergiert.

Die Drehzahllinie der Referenzausführung und der neuen Auslegung ist in Abbildung 7-8 dargestellt.

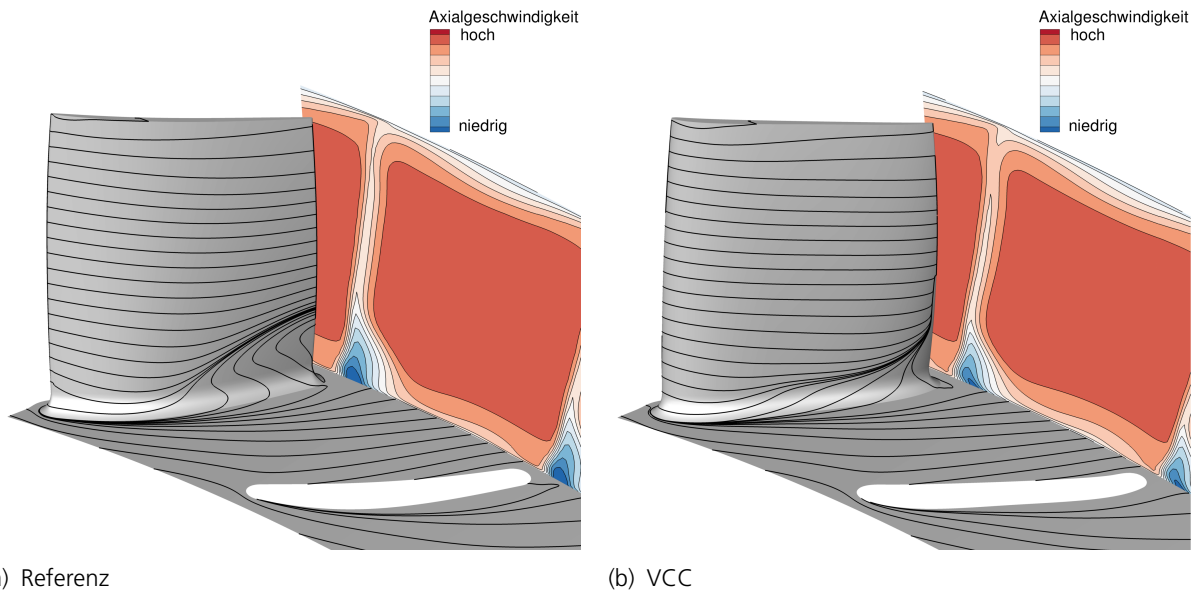


Abbildung 7-7 Streichlinien auf der Nabe und der Oberfläche von Rotor 10 sowie die Axialgeschwindigkeit am Austritt der Schaufelreihe für den letzten stabilen Betriebspunkt bei Nenndrehzahl.

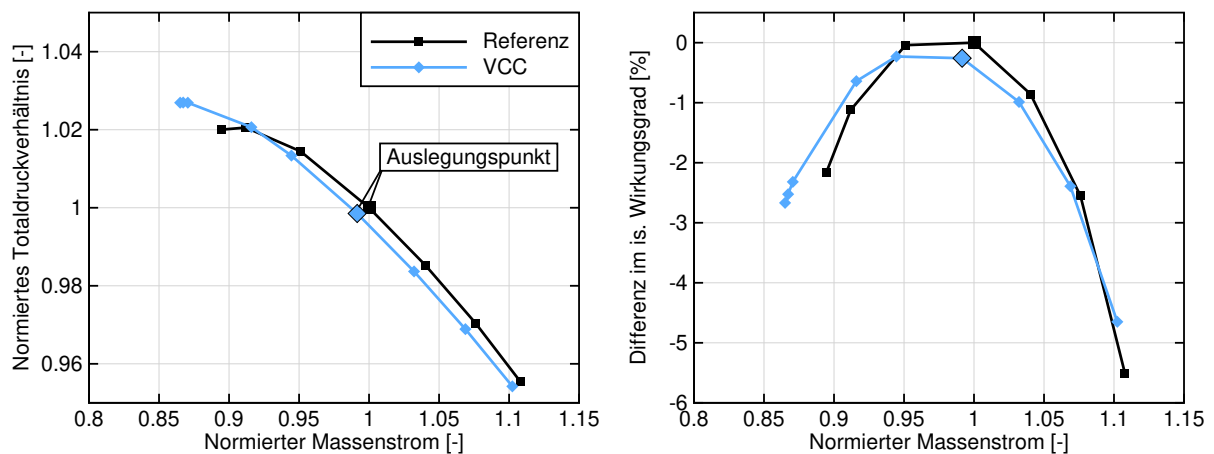


Abbildung 7-8 100% Drehzahllinie der Stufe 10 in der Referenzausführung und mit Verdichterschaufeln aus der neuen Profilsystematik (VCC).

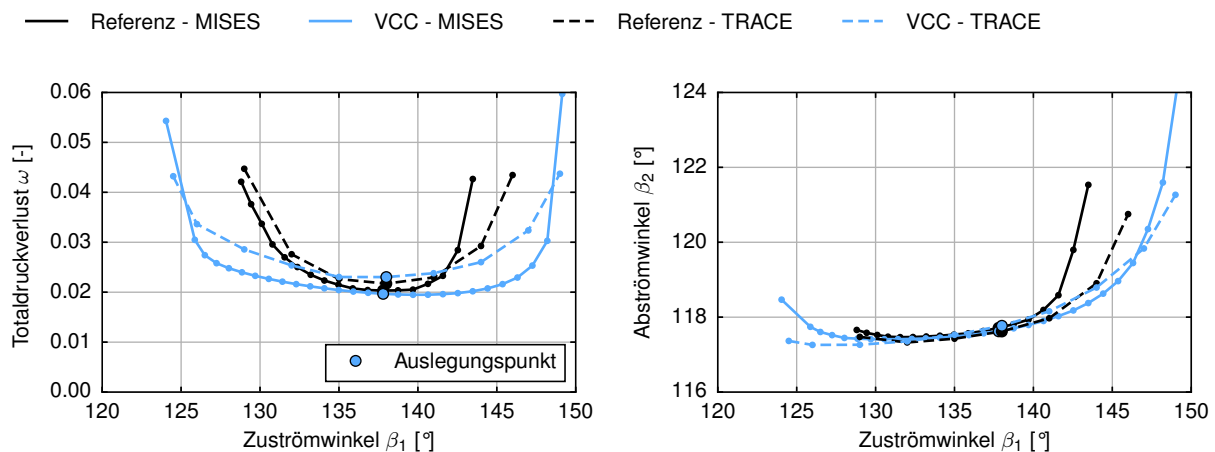


Abbildung 7-9 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Referenzgeometrie und die VCC-Geometrie für den Profilschnitt bei 50% relativer Höhe von Stator 10.

Für die neue Auslegung verschiebt sich die Drehzahllinie um ca. 1% im Massenstrom zu niedrigeren Werten. Im Auslegungspunkt sinkt der Wirkungsgrad um 0,26% ab, dies konnte bereits in Abbildung 7-3 beobachtet werden. Die numerische Stabilitätsgrenze ist zu niedrigeren Massenströmen und höheren Totaldruckverhältnissen verschoben. Dies ist ein Indikator dafür, dass die VCC-Variante eine bessere aerodynamische Stabilität als die Referenz besitzt. Von einer quantitativen Betrachtung wird an dieser Stelle abgesehen, da eine Vergleichbarkeit durch die Verschiebung im Massenstrom nur eingeschränkt gegeben ist.

7.3. Diskussion zur aerodynamischen Belastung an der Hinterkante

Die bisherigen Ergebnisse zeigen, dass der Wirkungsgrad von subsonischen Stufen mit dem neuen Profiltyp hinter den Erwartungen zurück bleibt und teilweise geringer ausfällt als die ursprüngliche Auslegung mit CDA-Profilen. Dabei ist die aerodynamische Stabilität der neuen Profile sehr zufriedenstellend. Die Geschwindigkeitsverteilung der neuen Profile entlang der Saugseite ist geprägt von einer starken Diffusion nach der Maximalgeschwindigkeit, gefolgt von einem Plateau und einer starken Verzögerung an der Hinterkante. Zwar zeigten optimierte Profile aus der Testdatenbank, wie das optimierte Profil Rig250-S1-Casing (siehe Abbildung 5-8), bereits Tendenzen in diese Richtung, in den subsonischen Stufen des vorgestellten Verdichters ist die Diffusion nahe der Hinterkante allerdings wesentlich ausgeprägter, als es bei den Profilen in der Testdatenbank zu beobachten war (siehe Abbildung 7-5b). Diese Eigenschaft soll hier genauer untersucht werden. Als repräsentativer Profilschnitt wird wieder der mittlere Schnitt von Stator 10 ausgewählt. Zur Untersuchung werden MISES- mit RANS-Rechnungen des ebenen Verdichtergitters verglichen. Der numerische Setup verwendet das $k-\omega$ -Turbulenzmodell und ist davon abgesehen identisch zu dem in Kapitel 5.5. Durch die Betrachtung als ebenes Verdichtergitter wird das Verhalten des neuen Profiltyps unabhängig von Sekundärströmung untersucht.

Das Verhalten der Verluste über den Anströmwinkel ist für die Referenzgeometrie und die VCC-Geometrie in Abbildung 7-9 auf der linken Seite aufgetragen. Wie bereits für alle anderen Profil-

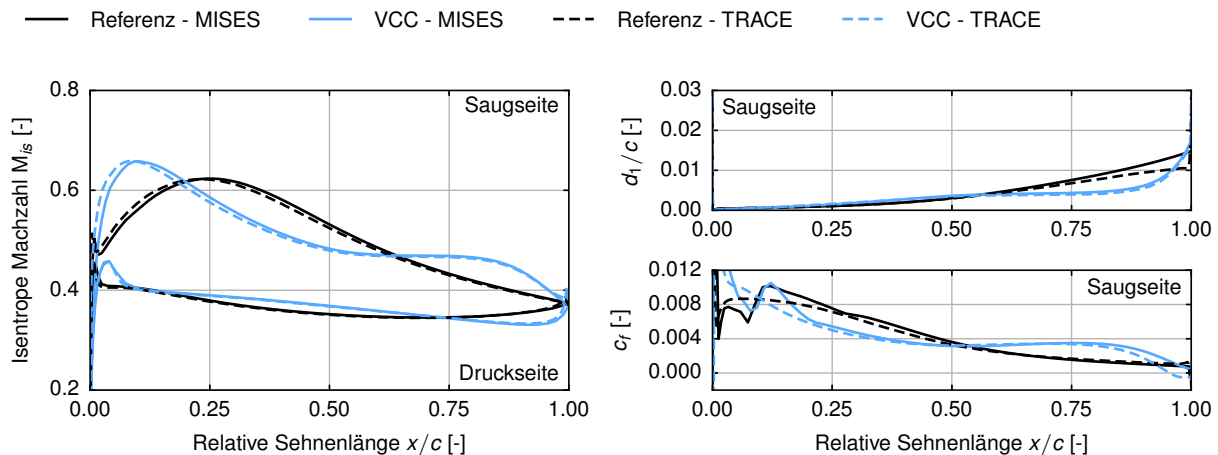


Abbildung 7-10 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Referenzgeometrie und die VCC-Geometrie für den Profilschnitt bei 50% relativer Höhe von Stator 10.

schnitte dieser Arbeit lassen die MISES-Rechnungen einen größeren Arbeitsbereich sowie geringere Verluste für das VCC-Profil erwarten. Die Verbesserung des Arbeitsbereichs lässt sich mit RANS bestätigen. Anders sieht es für die Verluste aus: MISES sagt zwar eine Verbesserung von 3% für den Totaldruckverlustbeiwert im Auslegungspunkt voraus, die RANS-Ergebnisse zeigen dagegen einen Anstieg von 6%. Bei positiver Inzidenz wächst diese Abweichung in den Verlusten zwischen RANS und MISES weiter an. Der Abströmwinkel, aufgetragen auf der rechten Seite, zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen MISES und RANS sowie zwischen neuer und Referenzgeometrie.

Eine detaillierte Analyse des Auslegungspunktes ist in Abbildung 7-10 dargestellt. Für beide Versionen stimmt die isentrope Machzahlverteilung sehr gut zwischen MISES und RANS überein. Die Verdrängungsdicke wird an der Hinterkante der Referenzauslegung von MISES höher berechnet als vom RANS-Löser, für das VCC-Profil ist die Übereinstimmung aber gut. Der Reibungsbeiwert des VCC-Profiles zeigt, dass die letzten 5% der Sehnenlänge laut RANS-Simulation abgelöst sind. Dies erklärt die hohen Verluste. In den MISES Ergebnissen fällt die Wandschubspannung an der Hinterkante zwar auch deutlich ab, die Grenzschicht liegt aber weiterhin an und die Verluste in der Polare sind geringer.

Die starke Verzögerung vor der Hinterkante, die dann zum Strömungsabriss führt, wird ausgelöst durch eine starke geometrische Krümmung der Saugseitenkontur in diesem Bereich des Profils. Es ist anzunehmen, dass die Modellierung von MISES bei starken Krümmungen an der Hinterkante das Grenzschichtverhalten nicht korrekt beschreibt und die Ablöseneigung unterschätzt. Wie in Kapitel 3 erläutert, werden Grenzschicht und Nachlaufströmung nicht räumlich aufgelöst, sondern durch eine integrale Beschreibung der Grenzschicht modelliert.

In vorhergegangenen Optimierungsstudien mit MISES (Köller, 1999; Sonoda u. a., 2004; Amann, 2014; Schnoes und Nicke, 2017a) wurde diese Schwachstelle in der Modellierung nicht festgestellt. Dabei besitzt Testprofil Nr. 4 in (Köller, 1999) sogar eine Geschwindigkeitsverteilung, die der in dieser Arbeit nahe kommt. Allerdings wird in der vorliegenden Arbeit die Profilgeometrie detaillierter beschrieben als in anderen Arbeiten, was die Ausnutzung der Modellierungsschwäche von MISES wahrscheinlich begünstigt hat.

Es sind mehrere Optionen denkbar, um diesen systematischen Fehler des neuen Profiltyps zu beheben oder zu umgehen:

- Das Problem tritt hauptsächlich bei Profilen auf, die für geringe Machzahlen ausgelegt sind. Eine mögliche Übergangslösung besteht darin, auch in subsonischen Stufen Profile zu verwenden, die mindestens für $M_1=0,60$ oder $M_1=0.65$ ausgelegt sind.
- Außerdem ist es denkbar, weitere Einschränkung für die Profilgeometrie innerhalb der Auslegungsstrategie einzuführen, damit starke Krümmungen an der Hinterkante verhindert werden. Es müsste dann, beispielsweise mit RANS-Rechnungen, analysiert werden, ob die veränderten Restriktionen wirksam sind, bevor die Datenbank aktualisiert werden kann.
- In Zukunft ist es wünschenswert, eine neue Version der Datenbank auf Basis von Optimierungen mit RANS-Rechnungen anzulegen. Dazu können alle hier vorgestellten Methoden verwendet werden, allerdings wird mindestens ein Faktor 100 mehr Rechenzeit benötigt.

Alles in allem ist die Implementierung der neuen Profile in den existierenden Verdichter aber trotzdem sehr erfolgreich: in einem automatisierten Prozess konnten vergleichbare Profile für jeden Schaufelschnitt gefunden werden, die auch die Abstimmung des Verdichters über das gesamte Kennfeld hinweg erfüllen. Zusätzlich zeigt der neue Profiltyp sehr gute Eigenschaften für transsonische Stufen, die in dem vorgestellten Beispiel die Defizite bei subsonischen Stufen ausgleichen konnten, sodass in einer 3D CFD-Nachrechnung der Wirkungsgrad um 0,27% im Auslegungspunkt gesteigert werden konnte.

8. Optimierung eines vielstufigen Verdichters

Im folgenden Kapitel soll demonstriert werden, wie die neue Profilsystematik in der Optimierung eines vielstufigen Verdichters eingesetzt werden kann. Dazu werden Upgrade-Optionen für den in Kapitel 7 vorgestellten Gasturbinenverdichter untersucht. Das Ziel eines Upgrades ist die Steigerung von Wirkungsgrad und Massendurchsatz, um die Leistung der Gasturbine zu erhöhen. Während der Optimierung werden neue Verdichterkonfigurationen mit Throughflow-Simulationen bewertet, anschließend werden mehrere Konfigurationen aus der Pareto-Front ausgewählt, deren Kennfelder mit Throughflow und 3D CFD berechnet werden. Für diese Untersuchung wird die Optimierungsumgebung AutoOpti verwendet.

8.1. Aufbau der Optimierung

Während der Optimierung des Verdichters werden jedem Schaufelschnitt neue Entwurfsanforderungen zugeordnet. Als Parameter werden dabei nur der Staffelungswinkel γ und der Diffusionsfaktor DF^{dp} in der Optimierung freigegeben. Alle weiteren Entwurfsanforderungen können aus anderen Quellen entnommen werden. Das Teilungsverhältnis wird durch die Anzahl der Schaufeln, die axiale Sehnenlänge und den Staffelungswinkel bestimmt. Die Entwicklung der Profilfläche entlang der Schaufelhöhe bleibt innerhalb der Optimierung unverändert und wird aus der Ausgangskonfiguration übernommen. Eine Analyse der Strukturmechanik wird in dieser Studie nicht durchgeführt. Die Entwurfsanforderungen, die den Auslegungspunkt des Verdichtergitters beschreiben, werden während der Throughflow-Berechnung des Auslegungspunktes des Gesamtverdichters ermittelt. In jeder Iteration des Lösesers werden Zuströmmachzahl M_1 , Stromröhrenkontraktion MVDR und Reynoldszahl Re aus der aktuellen Strömungslösung entnommen, um damit das Profil an die Strömung der aktuellen Iteration anzupassen. Damit wird durch die Throughflow-Berechnung des Auslegungspunktes die Geometrie des Verdichters festgelegt.

Der grundlegende Aufbau des Verdichters soll in der Optimierung unverändert bleiben. Entsprechend werden Strakverlauf, Schaufelpositionen und Schaufelzahlen nicht modifiziert. Auch das Vor- und das Nachleitrad werden weiterhin nicht verändert. Wie in der VCC-Konfiguration, werden die Rotoren weiterhin mit vier Profilen und die Statoren mit drei Profilen gefädelt. Mit den zwei Parametern pro Profilschnitt ergeben sich damit über alle 15 Stufen hinweg $15 \cdot (4 + 3) \cdot 2 = 210$ freie

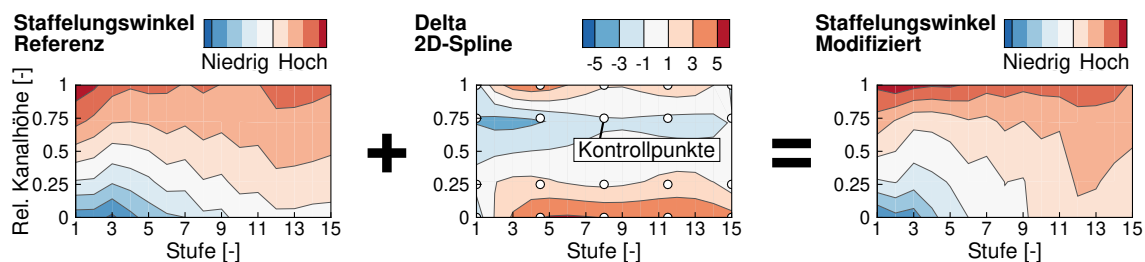


Abbildung 8-1 Modifikation der Rotor-Staffelungswinkel über eine Superposition mit einer 2D-Spline Funktion.

Tabelle 8-1 Definition der Betriebspunkte in der Optimierung.

Betriebspunkt	Randbedingung
<i>AL</i> , 100%	$\Pi_t/\dot{m} = \text{const}$
<i>AL</i> , 95%	$\Pi_t/\dot{m} = \text{const}$
<i>SL</i> , 90%	$p_{out} = 0,75 \cdot p_{out} _{AL,95\%}$
<i>SL</i> , 95%	$p_{out} = 1,10 \cdot p_{out} _{AL,95\%}$
<i>SL</i> , 100%	$p_{out} = 1,20 \cdot p_{out} _{AL,100\%}$
<i>SL</i> , 105%	$p_{out} = 1,25 \cdot p_{out} _{AL,100\%}$

Parameter. Eine Optimierung mit dieser hohen Anzahl an Parametern ist sehr rechenintensiv, dies widerspricht der grundlegenden Idee, schnelle Designstudien mit Throughflow-Rechnungen durchzuführen. Eine Möglichkeit, die Anzahl der Optimierungsparameter zu reduzieren, besteht darin, die Parameter der einzelnen Profile zu koppeln. Dies wird hier umgesetzt, indem 2D-Splines verwendet werden, um die ursprüngliche VCC-Konfiguration in axialer und radialer Richtung zu modifizieren. Diese 2D-Splines beschreiben Deltas, die auf die ursprünglichen Parameterwerte addiert werden. Exemplarisch ist dieses Vorgehen in Abbildung 8-1 für eine Modifikation des Staffelungswinkels der Rotoren dargestellt. Insgesamt werden vier 2D-Splines verwendet: jeweils für den Staffelungswinkel und für den Design-Diffusionsfaktor, für Rotoren sowie für Statoren. Die Optimierungsparameter setzen sich dann aus den Kontrollpunkten der 2D-Splines zusammen. Mit fünf Kontrollpunkten in axialer Richtung und vier (drei) Kontrollpunkten entlang der radialen Höhe für Rotoren (Statoren) reduziert sich die Anzahl der Parameter auf 70.

In der Optimierung werden für jede Verdichterkonfiguration sechs Betriebspunkte gerechnet: zwei Betriebspunkte auf der Arbeitslinie (AL) bei 95% und 100% Drehzahl und vier Betriebspunkte nahe des Stabilitätslimits (SL) bei 90%, 95%, 100% und 105% Drehzahl. Jeder Betriebspunkt definiert sich über eine Randbedingung, die in Tabelle 8-1 aufgelistet ist. Für die Betriebspunkte auf der Arbeitslinie muss sichergestellt sein, dass bei einer Änderung des Massendurchsatzes der Maschine, das Gleichgewicht mit der Turbine erfüllt bleibt. Dazu sollen der Arbeitslinienpunkt des Verdichters so gewählt werden, dass der korrigierte Eintrittsmassenstrom und die totale Eintrittstemperatur der Turbine konstant bleiben. Unter der Annahme eines konstanten Verbrennungsdruckverlustes und einer überkritischen Turbine bewegt sich dann der Betriebspunkt im Verdichterkennfeld entlang einer Geraden durch den Nullpunkt. Dieser Zusammenhang zwischen Totaldruckverhältnis Π_t und Massenstrom \dot{m} wird auch als Kühl'sche Gerade bezeichnet (Bauerfeind, 1999). Sowohl im Throughflow-Code als auch im 3D CFD-Code wurde ein PID-Regler implementiert, um bei gegebener Drehzahl den entsprechenden Betriebspunkt auf dieser Geraden zu finden. Für die Betriebspunkte in der Nähe der Stabilitätsgrenze wird eine Gegendruck-Randbedingung mit dem statischen Druck p_{out} gewählt. Damit wird in den 3D CFD-Rechnungen ein Regler zum Anfahren der Betriebspunkte an der numerisch kritischen Stabilitätsgrenze vermieden. Die Gegendrucke an der Stabilitätsgrenze werden über die Gegendrucke auf der Arbeitslinie und einen Multiplikator festgelegt. Um den gewünschten Gegendruck mit ACDC anzufahren, ist auch ein PID-Regler implementiert. Das Betriebsverhalten bei Teillast mit einer Verstellung von Vorleitrad und Statoren wird in dieser Optimierung nicht berücksichtigt.

Zwei Ziele sind in der Optimierung von Interesse: die Steigerung des Wirkungsgrads über einen

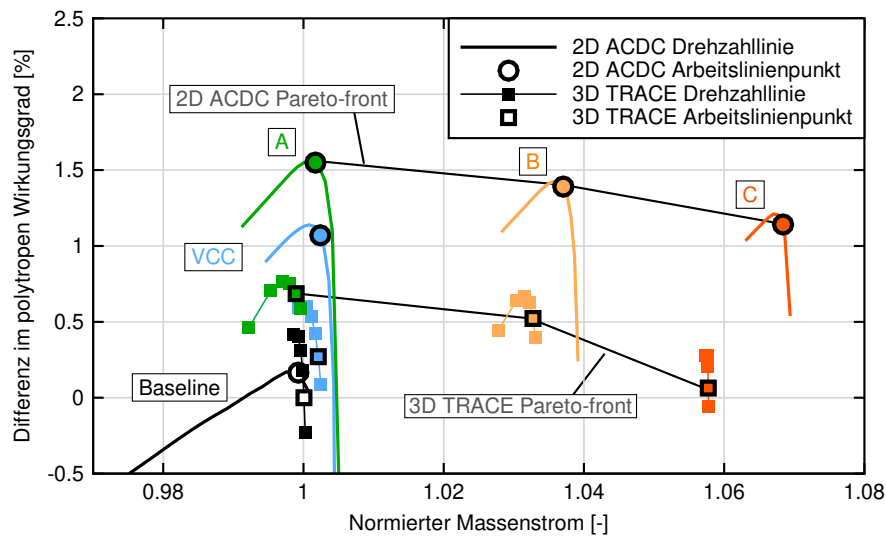


Abbildung 8-2 100% Drehzahllinien der Referenzauslegung, der Version mit VCC-Beschaufelung und der optimierten Varianten A, B und C.

breiten Betriebsbereich sowie die Verschiebung des Kennfelds zu höheren Massenströmen. Beide Forderungen werden als Zielfunktionen formuliert, indem ein arithmetisches Mittel des isentropen Wirkungsgrads bzw. des Massenstroms über die beiden Betriebspunkte auf der Arbeitslinie gebildet wird:

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{1}{2}(\dot{m}|_{AL,100\%} + \dot{m}|_{AL,95\%}), \\ f_2 &= \frac{1}{2}(\eta_{is}|_{AL,100\%} + \eta_{is}|_{AL,95\%}). \end{aligned} \quad (8-1)$$

Um einen stabilen Betrieb zu gewährleisten, werden Restriktionen für das Koch-Kriterium an den vier Betriebspunkten nahe der Stabilitätsgrenze eingeführt. In jedem Punkt darf die Stabilität im Vergleich zur Startgeometrie nicht abnehmen. Es erweist sich als sehr wichtig, alle vier Betriebspunkte in die Betrachtung einzubeziehen, da bei jeder Drehzahl unterschiedliche Stufen versagen. Des Weiteren werden die Entwurfsanforderungen der einzelnen Schaufelschnitte auf den Anforderungsraum (siehe Kapitel 6.1) beschränkt. Dadurch ergeben sich zum Beispiel untere und obere Grenze für die Staffelungswinkel.

8.2. Ergebnisse

Innerhalb der Optimierung wurden 4300 Verdichtergeometrien bewertet. Die Rechenzeit der gesamten Optimierung auf einer aktuellen Workstation mit 20 Rechenkernen beträgt ungefähr 17 Stunden. Zum Vergleich: der Rechenaufwand für die Simulation eines Betriebspunktes des Verdichters mit 3D CFD bewegt sich in der gleichen Größenordnung. Aus der resultierenden Pareto-Front wurden drei Geometrien ausgewählt, die im Folgenden als Variante A, B und C bezeichnet werden. Abbildung 8-2 zeigt die 100% Drehzahlkurven für die optimierten Konfigurationen im Vergleich zur

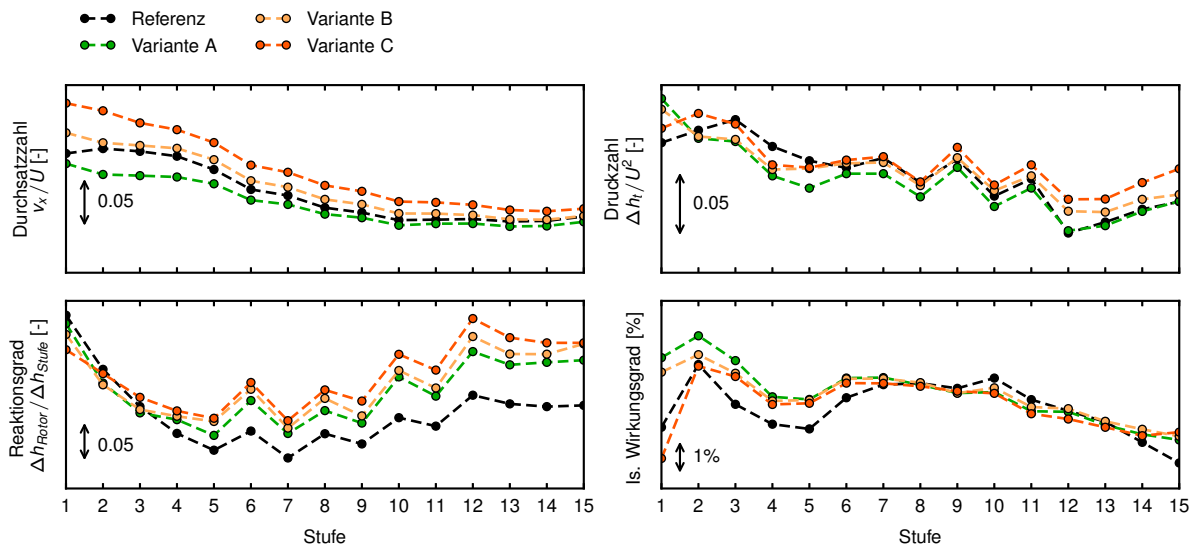


Abbildung 8-3 Stufenkenngrößen der Referenzausführung und der optimierten Varianten A, B und C für den Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl (3D TRACE).

Ausgangs- und VCC-Beschaufelung. Es werden sowohl die Throughflow- als auch die 3D CFD-Ergebnisse dargestellt. Bezogen auf die 3D CFD-Ergebnisse hat Variante A den höchsten polytrophen Wirkungsgrad mit einem Zuwachs von 0,69% im Vergleich zur Referenzauslegung bei einem vergleichbaren Massendurchsatz. Variante C erreicht eine Steigerung des Massendurchsatzes von 5,8% bei einem Wirkungsgrad, der mit der Referenzauslegung vergleichbar ist. Variante B zeichnet sich durch einen Kompromiss zwischen Variante A und C aus, mit einem um 3,3% höheren Massendurchsatz und einem Effizienzgewinn von 0,52%. Die Throughflow-Ergebnisse versprechen insgesamt deutlich höhere Steigerungen des Wirkungsgrads. Dies beruht hauptsächlich auf den in Abbildung 7-4 diskutierten Unterschieden der Throughflow-Modellierung an den Endwänden zwischen den ursprünglichen CDA-Profilen und den VCC-Profilen. Vergleicht man die Ergebnisse mit der VCC-Beschaufelung anstelle der Referenzauslegung, kann man Folgendes festhalten: Die Verbesserung des Wirkungsgrads im Auslegungspunkt zwischen der Variante A und VCC beträgt für Throughflow 0,48% und für 3D CFD 0,42%. In den 3D CFD-Ergebnissen liegt Auslegungspunkt jetzt näher am maximalen Wirkungsgrad der Drehzahllinie. Sowohl die Startgeometrie als auch die VCC-Geometrie erreichen den maximalen Wirkungsgrad dagegen nahe der Stabilitätsgrenze. Im Massenstrom sind die Unterschiede für Variante A und VCC klein. Die Steigerung des Massenstroms zwischen Variante C und VCC beträgt für Throughflow 6,6% und für 3D CFD 5,5%. Der Wirkungsgrad steigt laut Throughflow um 0,07%, sinkt aber laut 3D CFD um 0,21%. Wie zu erwarten war, steigen die Abweichungen zwischen Throughflow und 3D CFD von der Variante VCC hin zu den optimierten Varianten. Obwohl die absolute Vorhersage der Throughflow-Rechnungen nicht exakt mit 3D CFD bestätigt werden können, kann trotzdem festgehalten werden, dass die Deltas der Verbesserungen sich ungefähr bestätigen lassen.

In Abbildung 8-3 sind die Stufenkenngrößen der 3D CFD-Ergebnisse auf der Arbeitslinie bei Nenndrehzahl aufgetragen. Hinsichtlich der Durchsatzzahl weisen die Varianten B und C höhere Werte auf als die Referenzausführung. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Massenstrom bei gleichem

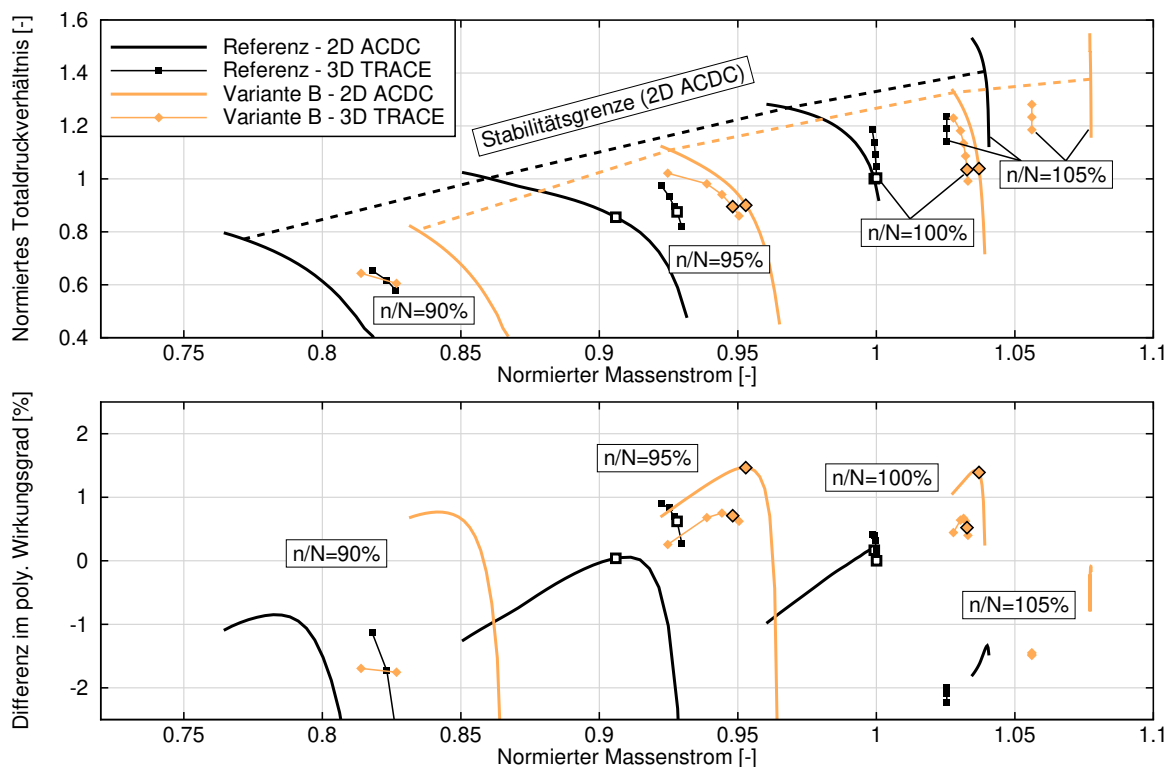


Abbildung 8-4 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante B.

Strömungspfad zugenommen hat. Variante A zeigt eine durchgängig kleine Durchsatzzahl. Weiterhin ist eine axiale Umverteilung der Last zu beobachten: Alle optimierten Versionen zeigen einen höheren Arbeitseintrag in der Frontstufe im Vergleich zur ursprünglichen Auslegung. Für die Stufen 3 bis 8 zeichnet sich ein Trend zu einer niedrigeren Druckzahl ab. Dies muss durch die hinteren Stufen ausgeglichen werden, die einen höheren Arbeitseintrag besitzen. Variante A setzt in der ersten Stufe so viel Arbeit um, dass die Dichte im Vergleich zur ursprünglichen Auslegung deutlich ansteigt, und deshalb die folgenden Stufen bei einer geringen Durchsatzzahl arbeiten. Der Reaktionsgrad ist bei allen optimierten Varianten nach der dritten Stufe größer als in der Referenzauslegung. Damit geht die Strömungsumlenkung in den Rotoren nach unten und in den Statoren nach oben. Dies spiegelt sich in den Änderungen der Staffelungswinkel wider: Im Durchschnitt steigt die Staffelung in den Rotoren leicht an und nimmt in den Statoren ab. Sowohl in der Druckzahl als auch im Reaktionsgrad ist in den optimierten Varianten der Einfluss der geometrisch ähnlich gebauten Stufen im mittleren und hinteren Teil des Verdichters weiterhin erkennbar. Da die Parameterwerte in den einzelnen Schaufelreihen des Verdichters durch die Delta-Methode nicht unabhängig voneinander geändert werden können, besteht in der Optimierung auch nicht die Freiheit, die Stufenkenngrößen unabhängig voneinander zu beeinflussen. Betrachtet man die Wirkungsgrade, so werden in den ersten sechs Stufen Gewinne erzielt, mit Ausnahme von Design C: der Wirkungsgrad der ersten Stufe fällt deutlich ab, da der erste Rotor aufgrund des hohen Massenstroms bereits im Auslegungspunkt sperrt. Zwischen den Stufen 9 und 13 sinkt der Wirkungsgrad im Vergleich zur Startgeometrie leicht ab.

Da Variante B einen interessanten Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und Massenstrom bietet,

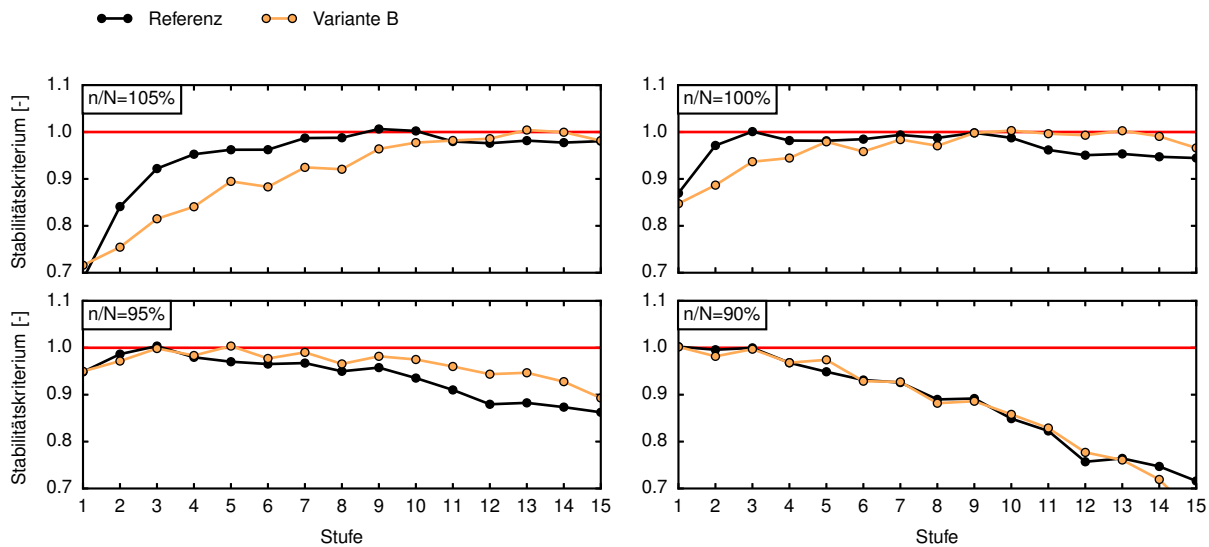


Abbildung 8-5 Stabilitätskriterium nach Koch für die Betriebspunkte an der Stabilitätsgrenze (2D ACDC).

wird diese Auslegung genauer analysiert. Das Kennfeld der Variante B wird in Abbildung 8-4 gezeigt. Zur Vollständigkeit sind in Anhang A.2 die Kennfelder der Varianten A und C gegeben. Abbildung 8-4 zeigt das Kennfeld der ursprünglichen Auslegung und der Variante B. Besonders bemerkenswert ist, dass die 100% Drehzahl der Variante B einen höheren Massenstrom aufweist als die 105% Drehzahl des Referenzdesigns. Bei einer Drehzahl von 95% ist der Wirkungsgrad im Arbeitslinienpunkt zwischen beiden Versionen vergleichbar und der zusätzliche Massenstrom kann mit 3D CFD nachvollzogen werden. Bei einer Drehzahl von 90% zeigen die 3D CFD-Ergebnisse keine Zunahme des Massenstroms mehr, obwohl die Throughflow-Ergebnisse eine Verbesserung voraussagen. Die Auswertung des Koch-Kriteriums mit den ACDC-Ergebnissen liefert eine Stabilitätsgrenze, die zu höheren Massenströmen und höheren Totaldruckverhältnissen verschoben ist. Nur bei der 105% Drehzahl fällt das maximale Totaldruckverhältnis von Variante B im Vergleich zur Referenz leicht ab. Dies war in der Optimierung erlaubt, da die Restriktion an die Stabilitätsgrenze über die VCC-Geometrie gewählt wurde, die auch bereits ein geringeres Totaldruckverhältnis an der Stabilitätsgrenze für die 105% Drehzahl zeigt. Auf Seite der 3D CFD konvergieren auf der 95%, 100% und 105% Drehzahl die gleichen Inkremente im Gegendruck wie in der Referenzausführung. Die Stabilität ist hier also vergleichbar. Auf der 90% Drehzahl konvergiert der letzte Punkt allerdings nicht mehr.

In der Optimierung sind die Werte des maximalen Koch-Kriteriums bis auf einen Wert von 0,002 an die Schranken der Betriebspunkte herangerückt. Damit kann davon ausgegangen werden, dass die Restriktionen auf die Stabilität das Optimierungsergebnis massiv beeinflussen. Eine detaillierte Analyse des Koch-Kriteriums ist in Abbildung 8-5 aufgetragen. Für jede Drehzahl ist das Kriterium stufenweise für den Betriebspunkt aufgetragen, der das Stabilitätslimit als Erstes verletzt. Es ist zu erwarten, dass bei hohen Drehzahlen die hinteren Stufen an ihr Stabilitätslimit kommen und bei niedrigen Drehzahlen die vorderen Stufen (Cumpsty, 2004). Betrachtet man die 90% und 105% Drehzahl lässt sich dies gut nachvollziehen. Die 95% und 100% Drehzahl liegen dazwischen und sind von einer hohen Belastung über den kompletten Verdichter geprägt. Die Referenzgeometrie

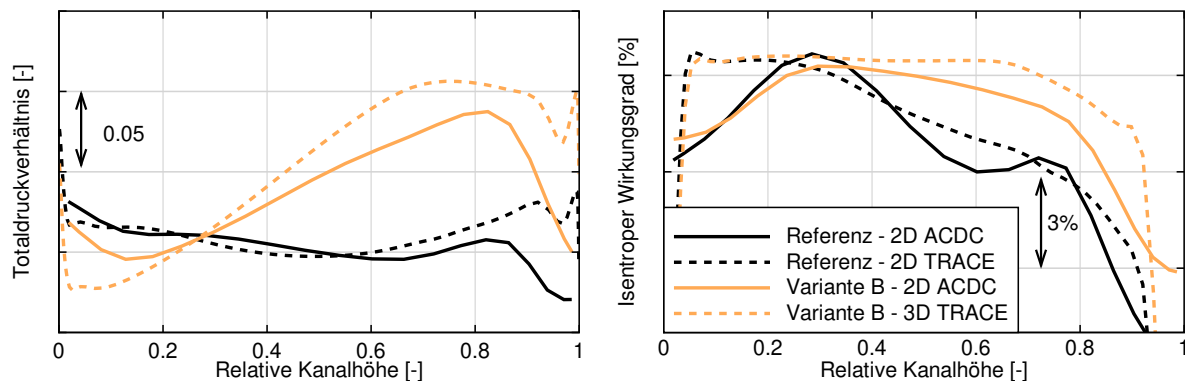


Abbildung 8-6 Totaldruckverhältnis und isentropen Wirkungsgrad über die radiale Höhe des ersten Rotors der Referenzausführung und der Variante B.

und Variante B zeigen ähnliche Trends, aber es erreichen unterschiedliche Stufen als Erstes die Stabilitätsgrenze. Bei Nominaldrehzahl ist in der ursprünglichen Auslegung laut Koch-Kriterium Stufe 3 limitierend. Wie bereits in Abbildung 7-6 gezeigt, deuten die 3D CFD-Ergebnisse eher auf ein Abreißen von Stufe 10 hin. Die Auswertung des Koch-Kriteriums zeigt aber auch, dass diese Stufen ebenfalls als kritisch zu bewerten sind. Für Variante B erreichen Stufe 9 bis 14 quasi gleichzeitig die Stabilitätsgrenze. Durch die Restriktion in der Optimierung wird das Limit also ausgereizt. Dies geht Hand in Hand mit der Beobachtung, dass die Druckzahl (Abbildung 8-3) für die hinteren Stufen höher ist als in der Referenz. Die neue Auslegung nutzt also den Abstand, den das ursprüngliche Design in den letzten fünf Stufen noch zum Stabilitätslimit hat. Bei Teillast könnte dies zu Problemen führen.

Die größten Veränderungen treten in der ersten Stufe auf, daher wird das neue Design des ersten Rotors näher betrachtet. Abbildung 8-6 zeigt die Verteilung des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrads des Rotors für das Referenzdesign und Variante B. Die Schaufelreihe bietet ein deutlich höheres Totaldruckverhältnis ab einer radialen Höhe von 25%. Das Totaldruckverhältnis erhöht sich bei der neuen Version von Nabe zu Gehäuse. Im Vergleich dazu hat die ursprüngliche Auslegung eine ausgewogene Verteilung. Gleichzeitig verbessert sich der Wirkungsgrad in der oberen Hälfte. Bei 80% radialer Höhe wird eine Verbesserung von 2,9% bezogen auf die 3D CFD-Simulation erreicht. Throughflow schätzt eine Verbesserung von 1,9%.

Alles in allem können die Designänderungen durch die Optimierung mit 3D CFD nachvollzogen werden. Vor allem die globalen Verbesserungen von Wirkungsgrad und Massenstrom können bestätigt werden, obwohl die Verbesserungen geringer ausfallen, als von den Throughflow-Rechnungen vorhergesagt.

9. Zusammenfassung

Bei der Auslegung von Turbomaschinen spielen Programmpakete zur Geometrieerzeugung, zur mathematischen Optimierung und zur Simulation von Strömung und Struktur eine entscheidende Rolle. Aber auch die Prozesse, die diese Programme verbinden, sind von zentraler Bedeutung. Diese ermöglichen es dem Entwicklungsingenieur den hochdimensionalen Designraum einer Turbomaschine zu erkunden und damit effiziente Gasturbinen zu bauen, die die Ressourcen unserer Umwelt schonen.

Das wichtigste Ergebnis dieser Arbeit ist ein aerodynamischer Entwurfsprozess für Verdichter, der sich von den ersten Throughflow-Berechnungen über die Schaufelerzeugung bis hin zur 3D CFD-Simulation erstreckt. Zur Umsetzung dieses Prozesses wurde in Kapitel 4 zunächst eine Modellierung von Verlust und Abströmwinkel für Verdichtergitter entwickelt, die über MISES-Rechnungen kalibriert wird. Die implementierten Korrelationen und der Kalibrierungsprozess wurden anhand von 22 Testprofilen validiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Beschreibung geringe Approximationsfehler besitzt und für unterschiedliche Profiltypen eingesetzt werden kann. Auf dieser Basis wurde ein Throughflow-Modell für einen existierenden vierstufigen Verdichter erzeugt. Die Ergebnisse der Verdichterrechnung wurden mit Messungen als auch 3D CFD-Rechnungen verglichen. Dabei konnte das Throughflow-Verfahren die Fähigkeit unter Beweis stellen, präzise Berechnungen von mehrstufigen Verdichtern durchführen zu können.

Ein weiterer essenzieller Bestandteil des Entwurfsprozesses ist eine neue Profilsystematik, die bei der Konstruktion von mehrstufigen Verdichtern sowohl für transsonische als auch für subsonische Stufen eingesetzt werden kann (Kapitel 5 und 6). Die Basis dieser Profilsystematik bildet eine Datenbank mit 2000 Profilgeometrien, die für verschiedene Entwurfsanforderungen optimiert wurden. Diese Daten wurden verwendet, um einen funktionalen Zusammenhang zwischen den Entwurfsanforderungen und der Profilgeometrie abzuleiten, sodass für beliebige Entwurfsanforderungen Profile erzeugt werden können. Zusätzlich wurde eine Kombination aus neuronalem Netz und den entwickelten Korrelationen trainiert, damit der Verlust und der Abströmwinkel der neuen Profile beschrieben werden können. Zur Bewertung der Profilsystematik wurden 19 Testprofile herangezogen. Vor allem für subsonische Zuströmung konnte gezeigt werden, dass sowohl mit größeren Arbeitsbereichen als auch geringeren Verlusten im Vergleich zu den Testprofilen zu rechnen ist. Für supersonische Zuströmung konnten mindestens vergleichbare Ergebnisse erzielt werden. Insgesamt hat es sich als Herausforderung erwiesen, Prozessketten zu entwickeln, die sich durch eine sehr hohe Robustheit auszeichnen und mit unterschiedlichsten Randbedingungen automatisiert arbeiten können.

Die neue Profilsystematik konnte ihre Eigenschaften an einem 15-stufigen Testverdichter in Kapitel 7 unter Beweis stellen. Durch den Einsatz der neuen Profile anstelle von CDA-Profilen konnte, bei einem vergleichbaren Kennfeld, der polytrope Wirkungsgrad im Auslegungspunkt um 0,27% gesteigert werden. Vor allem die transsonischen Stufen weisen durch die neuen Schaufeln eine deutlichere Effizienzsteigerung auf. Allerdings zeigen die ursprünglichen CDA-Profile in einigen subsonischen Stufen der 3D CFD-Rechnungen einen leicht besseren Wirkungsgrad, dafür besitzen die neuen Profile eine leicht erhöhte aerodynamische Stabilität. Dabei wurde auch im Unterschall auf

der Basis der Gitterrechnungen mit MISES eine Verbesserung gegenüber CDA-Profilen erwartet. Vor allem die starke aerodynamische Belastung an der Hinterkante der neuen Profile hat sich aber als ein systematisches Problem herausgestellt, das durch eine Modellierungsschwäche von MISES ausgelöst wird. Verschiedene Optionen um dieses Problem zu beheben oder zu umgehen wurden in Kapitel 7.3 vorgestellt.

Des Weiteren konnte diese Arbeit aufzeigen, dass Throughflow-Rechenverfahren einen wichtigen Beitrag zur Optimierung vielstufiger Verdichtern leisten können. Dazu wurde in Kapitel 8 die Auslegung des Testverdichters optimiert, um eine Steigerung von Wirkungsgrad und Massenstrom zu erreichen. Innerhalb der Optimierung wurden über Throughflow-Rechnungen des Auslegungspunktes viele Parameter der Profilsystematik festgelegt. Damit blieben für jeden Profilschnitt des Verdichters nur der Staffelungswinkel und die aerodynamische Belastungen als freie Parameter in der Optimierung. Dies stellt eine signifikante Dimensionsreduktion der Profilparameter auf lediglich zwei Parameter dar. Mit dieser Reduktion lassen sich auch mehrstufige Optimierungen effizient durchführen. Aus dem Optimierungsergebnis wurden drei Verdichterauslegungen aus der Pareto-Front mit 3D CFD nachgerechnet. Diese 3D CFD-Rechnungen zeigen Verbesserungen im polytropen Wirkungsgrad von bis zu 0,69% am einen Ende der Pareto-Front oder Steigerungen des Massenstroms von bis zu 5,5% am anderen Ende der Pareto-Front.

Ein großer Vorteil der vorgestellten Auslegungsmethodik ist der schnelle Übergang von Throughflow-Rechnung zu 3D-Schaufelerzeugung und CFD-Simulation. Dadurch kann eine Throughflow-Auslegung frühzeitig mit 3D CFD nachgerechnet und validiert werden. Außerdem ist es möglich, eine Verdichterauslegung parallel mit 3D CFD und Throughflow weiterzuentwickeln. Dieser Ansatz ist ganz im Sinne von Denton (1994): der Autor wirbt dafür, von der Throughflow Auslegung direkt in das 3D CFD-Design zu gehen und Iterationen zwischen Throughflow und Blade-to-Blade Verfahren nach Möglichkeit zu vermeiden. Nachdem die Stufenabstimmung abgeschlossen ist, ist es auch weiterhin möglich, die detaillierte Schaufelgeometrie mit Freiformflächen und 3D CFD-Rechnungen zu verbessern. Der Entwurfsprozess dieser Dissertation ist bereits jetzt die Grundlage für weitere Arbeiten (Immery u. a., 2018; Mennicken u. a., 2019; Cozzi u. a., 2019; Schnoes u. a., 2019).

Insgesamt tragen die Ergebnisse dieser Arbeit dazu bei, den hochdimensionalen Entwurfsraum von Axialverdichtern effizienter nach optimalen Lösungen hinsichtlich Wirkungsgrad und Stabilität zu durchsuchen. Vor allem der schnelle Übergang von Throughflow- zu 3D CFD-Simulation verspricht Zeit und Kosten zu sparen. Auch die Dimensionsreduktion durch den Einsatz der Profilsystematik ist sehr vielversprechend und eröffnet die Möglichkeit viele Stufen gleichzeitig zu optimieren.

A. Anhang

A.1. UML-Diagramm der Datenbank

Siehe nächste Seite.

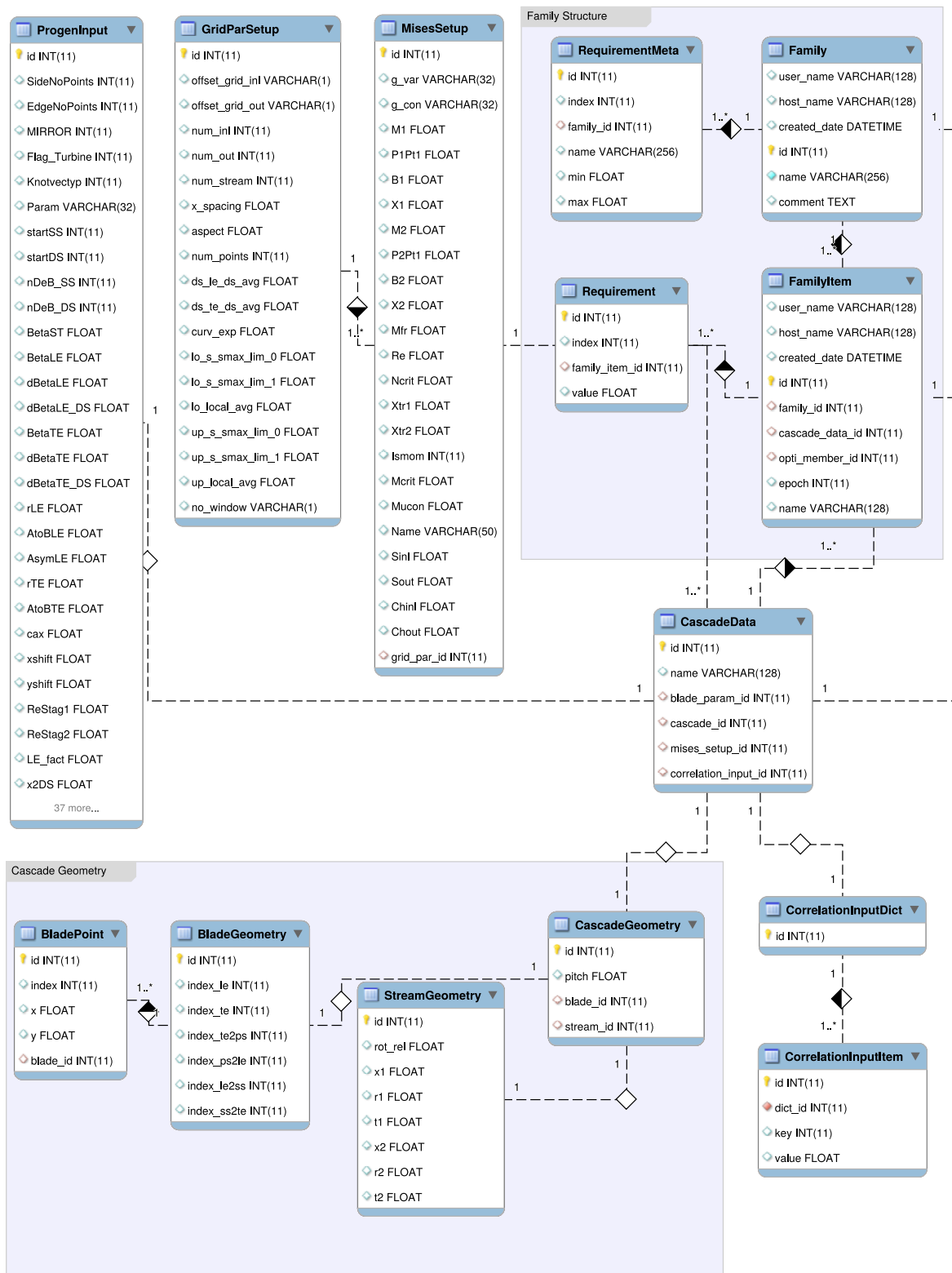


Abbildung A.1 UML-Diagramm der Datenbank (linker Teil).

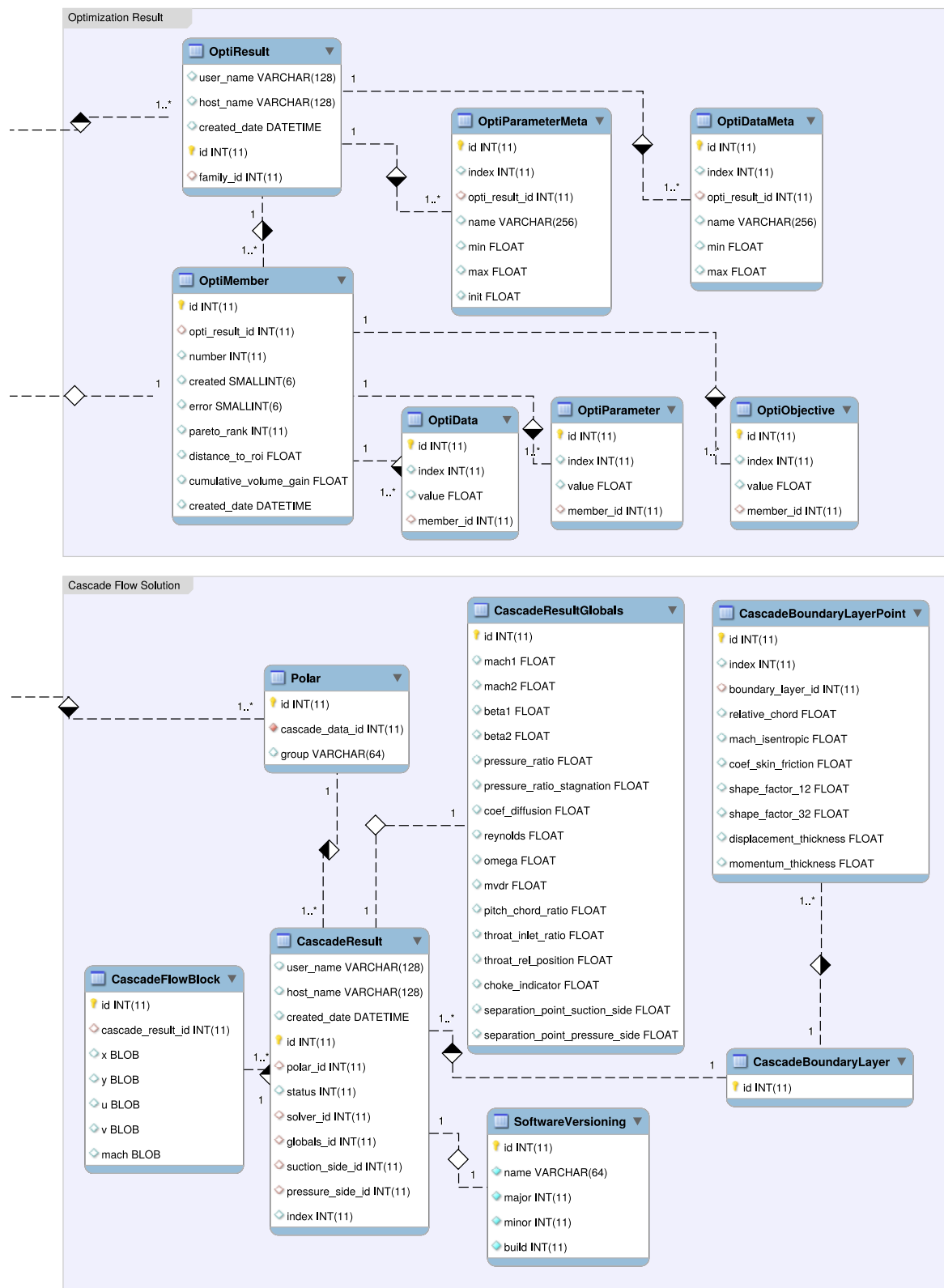


Abbildung A.2 UML-Diagramm der Datenbank (rechter Teil).

A.2. Zusätzliche Kennfelder

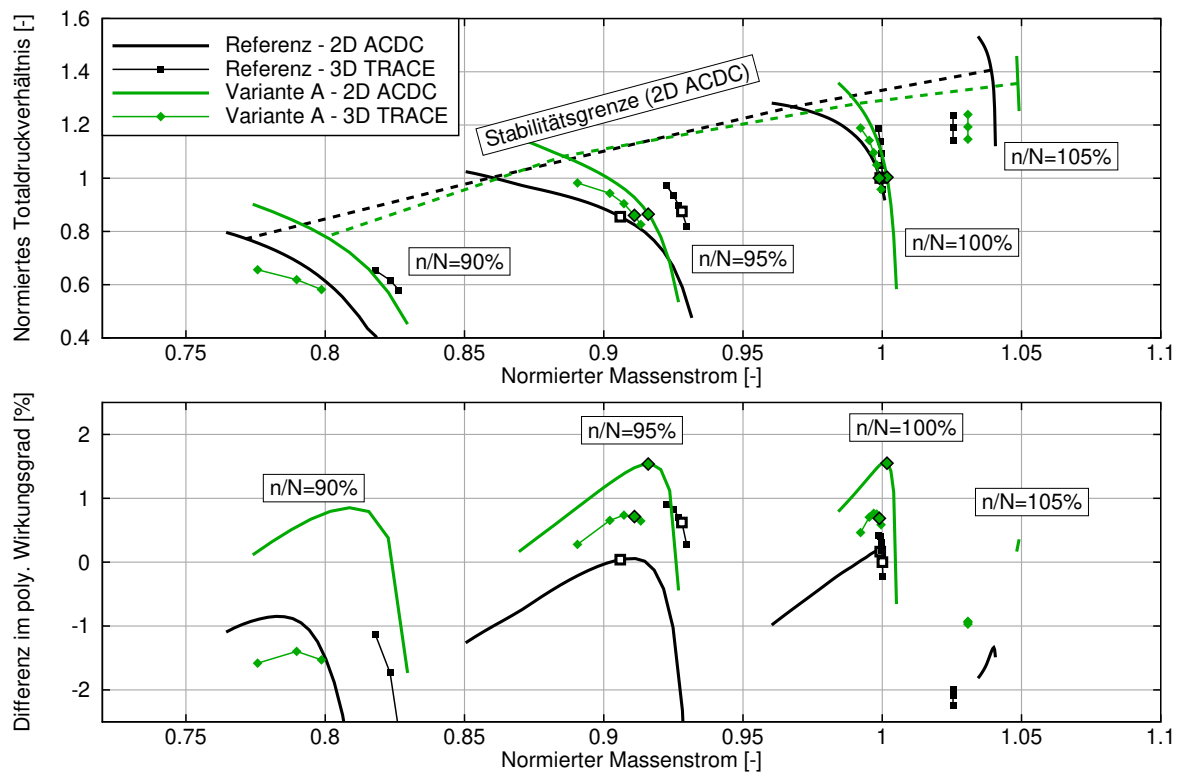


Abbildung A.3 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante A.

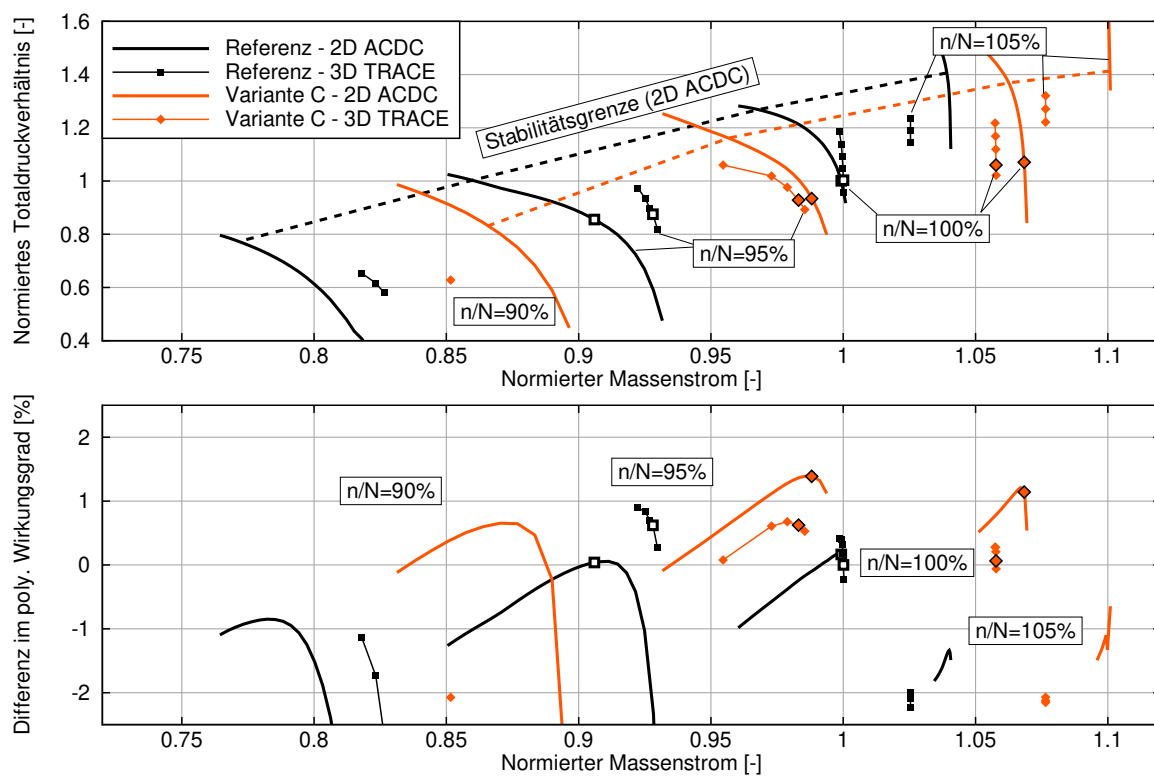


Abbildung A.4 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante C.

Literaturverzeichnis

- Adamczyk, J. J. (1984). *Model equation for simulating flows in multistage turbomachinery*. Technical Report NASA-TM-86869. Cleveland, OH, United States: NASA Lewis Research Center.
- Adkins, G. und L. Smith (1982). „Spanwise mixing in axial-flow turbomachines“. In: *ASME J. Eng. Power* 104.1, S. 97–110.
- Amann, C. (2014). „Entwicklung einer Optimierungsstrategie für Verdichtergitter“. Masterarbeit. Karlsruher Institut für Technologie.
- Anderson, M. R. und D. L. Bonhaus (2015). „A comprehensive through-flow solver method for modern turbomachinery design“. In: *ASME Paper No. GT2015-43763*.
- Auchoybur, K. und R. J. Miller (2017). „Design of compressor endwall velocity triangles“. In: *ASME J. Turbomach* 139.6, S. 061005.
- Aulich, M., C. Voss und T. Raitor (2014). „Optimization Strategies demonstrated on a Transonic Centrifugal Compressor“. In: *ISROMAC 15*.
- Aungier, R. H. (2003). *Axial-Flow Compressors*. ASME Press.
- Banjac, M. und M. Petrovic (Juni 2018a). „Development of Method and Computer Program for Multistage Axial Compressor Design: Part II — Two-Dimensional Design and Validation Using CFD“. In: *ASME Paper No. GT2018-75412*.
- Banjac, M. und M. V. Petrovic (2018b). „Development of Method and Computer Program for Multistage Axial Compressor Design: Part I—Mean Line Design and Example Cases“. In: *ASME Paper No. GT2018-75410*.
- Banjac, M., M. V. Petrovic und A. Wiedermann (2014). „A New Loss and Deviation Model for Axial Compressor Inlet Guide Vanes“. In: *ASME J. Turbomach* 136.7, S. 071011.
- Banjac, M., V. Petrovic und A. Wiedermann (2015). „Secondary Flows, Endwall Effects and Stall Detection in Axial Compressor Design“. In: *ASME J. Turbomach* 137.5, S. 051004.
- Bauerfeind, K. (1999). *Steuerung und Regelung der Turboflugtriebwerke*. Springer Basel AG.
- Becker, K., K. Heitkamp und E. Kügeler (2010). „Recent Progress in a Hybrid-Grid CFD Solver for Turbomachinery Flows“. In: *ECCOMAS CFD 2010*.
- Behlke, R. (1986). „The Development of a Second Generation of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressors“. In: *ASME J. Turbomach* 108.1, S. 32–40.
- Benini, E. (2004). „Three-dimensional multi-objective design optimization of a transonic compressor rotor“. In: *Journal of propulsion and power* 20.3, S. 559–565.
- Brooks, C. J., A. I. J. Forrester, A. J. Keane und S. Shahpar (2011). „Multi-Fidelity Design Optimisation of a Transonic Compressor Rotor“. In: *9th European Conf. Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Istanbul, Turkey*.
- Calvert, W. (1991). *Application of S1BYL2 to the AGARD WG18 compressor test cases*. Techn. Ber. United Kingdom: Royal Aerospace Establishment.
- Calvert, W. und R. Ginder (1999). „Transonic fan and compressor design“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 213.5, S. 419–436.

- Carter, A. D. S. (1950). „The low speed performance of related aerofoils in cascade“. In: *Aeronautical Research Council CP29*.
- Casey, M. (1994a). „Computational Methods for Preliminary Design and Geometry Definition in Turbomachinery“. In: *Turbomachinery Design Using CFD*. AGARD-LS-195.
- (1994b). „The Industrial Use of CFD in the Design of Turbomachinery“. In: *Turbomachinery Design Using CFD*. AGARD-LS-195.
- Çetin, M., A. S. Uecer, C. Hirsch und G. K. Serovy (1987). „Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors“. In: *AGARD-R-745*.
- CFturbo (Mai 2019). *CFturbo GmbH web-site*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <https://de.cfturbo.com/>.
- Concepts NREC (Mai 2019). *Concepts NREC web-site*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <https://www.conceptsnrec.com/>.
- Cozzi, L., T. Garbarino, G. Goinis, S. Hedkvist, S. G. Mosele und A. Schneider (2019). „Compressor Retrofittable Solutions in Heavy-Duty Gas Turbines for Minimum Environmental Load Reduction“. In: *SUPEHR 2019*.
- Cumpsty, N. A. (2004). *Compressor Aerodynamics*. Krieger Pub Co.
- (2010). „Some Lessons Learned“. In: *ASME J. Turbomach* 132.4, S. 041018.
- Denton, J. D. (1978). „Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines“. In: *ASME J. Eng. Power* 100.2, S. 212–218.
- (1994). „Designing in three dimensions“. In: *Turbomachinery Design Using CFD*. AGARD-LS-195.
- (2017). „Multall—An Open Source, Computational Fluid Dynamics Based, Turbomachinery Design System“. In: *ASME J. Turbomach* 139.12, S. 121001.
- Denton, J. D. und N. A. Cumpsty (1993). „Loss mechanisms in turbomachines“. In: *ASME J. Turbomach* 115.4, S. 621–656.
- Drela, M. (1986). *Two-Dimensional Transonic Aerodynamic Design and Analysis Using the Euler Equations*. GTL Report 187. Cambridge, United States: MIT.
- Drela, M. und H. Youngren (1996). *A User's Guide to MISES 2.4*. MIT. Cambridge, United States.
- Eckardt, D. (2013). *Gas Turbine Powerhouse: The Development of the Power Generation Gas Turbine at BBC - Abb - Alstom*. Walter de Gruyter GmbH.
- Enders, G. (2011). *Umbau, Inbetriebnahme und experimentelle Untersuchungen des 4-stufigen Axialverdichters Rig250 Bau 6 am Verdichterprüfstand des Institutes für Antriebstechnik (AG Turbo Vorhaben Cooretec 1.2.10b)*. DLR-Interner Bericht DLR-IB 325-13-11. Institut für Antriebstechnik.
- Flassig, P. M., A. K. Dutta und D. Bestle (2008). „Robustheit und Zuverlässigkeit in der aerodynamischen Verdichterauslegung“. In: *1. Dresdner Probabilistik Workshop*.
- Forrester, A. I., A. Söbester und A. J. Keane (2007). „Multi-fidelity optimization via surrogate modelling“. In: *Proceedings of the royal society a: mathematical, physical and engineering sciences* 463.2088, S. 3251–3269.
- Fuchs, R., H. A. Schreiber, W. Steinert und B. Küsters (1998). „Ein verlustminimiertes Verdichtergitter für einen transsonischen Rotor - Entwurf und Analyse“. In: *VDI-Berichte* 1425, S. 259–270.
- Gallimore, S. J. (1986). „Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part II - Throughflow Calculations Including Mixing“. In: *ASME J. Turbomach* 108.1, S. 10–16.
- Gallimore, S. J. und N. A. Cumpsty (1986). „Spanwise Mixing in Multistage Axial Flow Compressors: Part I - Experimental Investigation“. In: *ASME J. Turbomach* 108.1, S. 2–9.

- Ghisu, T., G. T. Parks, J. P. Jarrett und P. J. Clarkson (2011a). „An Integrated System for the Aerodynamic Design of Compression Systems—Part I: Development“. In: *ASME J. Turbomach* 133.1, S. 011011.
- (2011b). „An Integrated System for the Aerodynamic Design of Compression Systems—Part II: Application“. In: *ASME J. Turbomach* 133.1, S. 011012.
- Giles, M. (1985). „Newton Solution of Steady Two-Dimensional Transonic Flow“. Diss. MIT.
- (1990). „Nonreflecting boundary conditions for Euler equation calculations“. In: *AIAA journal* 28.12, S. 2050–2058.
- Goinis, G. (Juni 2018). *Entwicklung und Anwendung von modernen optimierungsfähigen Auslegungsverfahren unter Berücksichtigung des Realgaseinflusses*. Abschlussbericht COOREFLEX-turbo Teilvorhaben 1.2.4d. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt.
- Goinis, G. und E. Nicke (2016). „Optimizing Surge Margin and Efficiency of a Transonic Compressor“. In: *ASME Paper No. GT2016-57896*.
- Goto, A. (1987). „Application of an inverse cascade design method to an axial fan“. In: *JSME international journal* 30.267, S. 1414–1422.
- Grieb, H., G. Schill und R. Gumucio (1975). „A Semi-Empirical Method for the Determination of Multistage Axial Compressor Stage Efficiency“. In: *ASME Paper No. 75-GT-11*.
- Grieb, H. (2009). *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*. Berlin Heidelberg: Springer.
- Hager, J., S. Eyi und K. Lee (1992). „Multi-point design of transonic airfoils using optimization“. In: *Guidance, Navigation and Control Conference*, S. 4225.
- Hansen, A. und W. Kappis (2001). „Automised Calibration of Empirical Loss-and Deviation Models for Compressor Blade Rows“. In: *ASME Paper No. 2001-GT-0346*.
- Hearsey, R. M. (1989). „Numerical Optimization of Axial Compressor Designs“. In: *ASME Paper No. 89-GT-14*.
- Hergt, A. (2011). „Über grenzschichtbeeinflussende Maßnahmen in den Randzonen von Verdichtergittern“. Diss. Technische Universität Berlin.
- Hergt, A., W. Hage, S. Grund, W. Steinert, M. Terhorst, F. Schongen und Y. Wilke (2015). „Riblet Application in Compressors: Toward Efficient Blade Design“. In: *ASME J. Turbomach* 137.11, S. 111006.
- Hergt, A., J. Klinner, J. Wellner, C. Willert, S. Grund, W. Steinert und M. Beversdorff (2018). „The Present Challenge of Transonic Compressor Blade Design“. In: *ASME Paper No. GT2018-75528*.
- Hobbs, D. und H. Weingold (1984). „Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multistage Compressor Application“. In: *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 106.2, S. 271–278.
- Holloway, P., C. Koch, G. Knight und S. Shaffer (1982). *Energy Efficient Engine High Pressure Compressor Detail Design Report*. Techn. Ber. NASA-CR-165558.
- Holt, G. und S. Bassler (1991). „Preliminary design of axial compressors using artificial intelligence and numerical optimization techniques“. In: *ASME Paper No. 91-GT-334*.
- Howard, M. A. und S. J. Gallimore (1993). „Viscous Throughflow Modeling for Multistage Compressor Design“. In: *ASME J. Turbomach* 115.2, S. 296.
- Ikeguchi, T., A. Matsuoka, Y. Sakai, Y. Sakano und K. Yoshiura (2012). „Design and Development of a 14-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine“. In: *ASME Paper No. GT2012-68524*.

- Immery, T., M. Schnoes, M. Vieweg und E. Nicke (Okt. 2018). „Design of the Compression System of a Geared Turbofan“. In: *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2018*. Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt - Lilienthal-Oberth e.V.
- Jansen, W. und W. C. Moffatt (1967). „The Off-Design Analysis of Axial-Flow Compressors“. In: *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 89.4, S. 453.
- Johnsen, I. und R. Bullock (1965). *Aerodynamical Design of Axial-Flow Compressors*. Techn. Ber. NASA-SP-36. Cleveland, OH, United States: NASA Lewis Research Center.
- Joly, M., T. Verstraete und G. Paniagua (2012). „Full Design of a Highly Loaded Fan by Multi-Objective Optimization of Through-Flow and High-Fidelity Aero-Mechanical Performances“. In: *ASME Paper No. GT2012-69686*.
- Jones, E., T. Oliphant, P. Peterson u. a. (2001). *SciPy: Open source scientific tools for Python*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <http://www.scipy.org/>.
- Kaplan, B., E. Nicke und C. Voss (2006). „Design of a Highly Efficient Low-Noise Fan for Ultra-High Bypass Engines“. In: *ASME Paper No. GT2006-90363*.
- Kato, M. und B. Launder (1993). „The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders“. In: *Ninth Symposium on 'Turbulent Shear Flows'*.
- Koch, C. C. (1981). „Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages“. In: *ASME J. Eng. Power* 103.4, S. 645–656.
- Koch, C. C. und L. H. Smith (1976). „Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors“. In: *ASME J. Eng. Power* 98.3, S. 411.
- Köller, U. (1999). „Entwicklung einer fortschrittlichen Profilsystematik für stationäre Gasturbinenverdichter“. Diss. Ruhr-Universität Bochum.
- Köller, U., R. Mönig, B. Küsters und H.-A. Schreiber (2000). „Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part I: Design and Optimization“. In: *ASME J. Turbomach* 122.3, S. 397–405.
- König, W. M., D. Hennecke und L. Fottner (1996a). „Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part I—A Model for Subsonic Flow“. In: *ASME J. Turbomach* 118.1, S. 73.
- (1996b). „Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part II—A Model for Supersonic Flow“. In: *ASME J. Turbomach* 118.1, S. 81.
- Kriesel, D. (2007). *Ein kleiner Überblick über Neuronale Netze*. URL: <http://www.dkriesel.com>.
- Kügeler, E., A. Weber, D. Nürnberger und K. Engel (2008). „Influence of Blade Fillets on the Performance of a 15 Stage Gas Turbine Compressor“. In: *ASME Paper No. GT2008-50748*.
- Küsters, B., H.-A. Schreiber, U. Köller und R. Mönig (2000). „Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part II: Experimental and Theoretical Analysis“. In: *ASME J. Turbomach* 122.3, S. 406–414.
- Lakshminarayana, B. (1970). „Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery“. In: *ASME J. Basic Eng.* 92.3, S. 467–482.
- Li, H.-D., L. He, Y. Li und R. Wells (2006). „Blading aerodynamics design optimization with mechanical and aeromechanical constraints“. In: *ASME Paper No. GT2006-90503*, S. 1319–1328.
- Lichtfuss, H.-J. und H. Starken (1974). „Supersonic cascade flow“. In: *Progress in Aerospace Sciences* 15, S. 37–149.

- Lieblein, S. und I. Johnsen (1961). „Resume of Transonic-Compressor Research at NACA Lewis Laboratory“. In: *ASME J. Eng. Power.* 83.3, S. 219–232.
- Lieblein, S. (1957). *Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades*. Techn. Ber. NACA-RM-E57A28. Cleveland, OH, United States: National Advisory Committee for Aeronautics. Lewis Flight Propulsion Lab.
- Lieblein, S., F. C. Schwenk und R. L. Broderick (1953). *Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements*. Techn. Ber. NACA-RM-E53D01.
- Marsh, H. (1966). *A digital computer program for the through-flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachine using a matrix method*. R & M 3509. Aeronautical Research Council.
- Massardo, A., A. Satta und M. Marini (1990). „Axial Flow Compressor Design Optimization: Part II—Through-Flow Analysis“. In: *ASME J. Turbomach* 112.3, S. 405–410.
- Mennicken, M., D. Schönweitz, M. Schnoes und R. Schnell (2019). „Conceptual Fan Design For Boundary Layer Ingestion“. In: *ASME Paper No. GT2019-90257*.
- Menter, F. R., M. Kuntz und R. Langtry (2003). „Ten years of industrial experience with the SST turbulence model“. In: *Turbulence, heat and mass transfer* 4.1, S. 625–632.
- Mertens, B. (2006). *Auslegung eines Testverdichters mit HPA-Beschaufelung und Durchführung von Sondenmessungen in den Stufen 5, 8 und 13*. Abschlussbericht zum AG-Turbo II Teilvorhaben 1.2.12 A, S. 12.
- Mönig, R., F. Mildner und R. Röper (2000). „Viscous-Flow 2D-Analysis Including Secondary Flow Effects“. In: *ASME J. Turbomach* 123.3, S. 558–467.
- MySQL (Mai 2018). *MySQL web-site*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <https://www.mysql.com/de/>.
- Nocedal, J. und S. Wright (2006). *Numerical optimization*. Springer Science & Business Media.
- Novak, R. (1967). „Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems“. In: *ASME J. Eng. Power* 89.4, S. 478–490.
- Novak, R. und R. Hearsey (1977). „A Nearly Three-Dimensional Intrablade Computing System for Turbomachinery“. In: *ASME J. Fluids Eng* 99.1, S. 154–166.
- Oyama, A. und M.-S. Liou (2002). „Multiobjective optimization of a multi-stage compressor using evolutionary algorithm“. In: *AIAA paper No. 2002-3545*.
- Pachidis, V., P. Pilidis, I. Templalexis und L. Marinai (2008). „An Iterative Method for Blade Profile Loss Model Adaptation Using Streamline Curvature“. In: *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 130.1, S. 011702.
- PCA Engineers (Mai 2019). *PCA Engineers Limited web-site*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <https://www.pcaeng.co.uk/>.
- Pedregosa, F., G. Varoquaux, A. Gramfort, V. Michel, B. Thirion, O. Grisel, M. Blondel, P. Prettenhofer, R. Weiss, V. Dubourg, J. Vanderplas, A. Passos, D. Cournapeau, M. Brucher, M. Perrot und E. Duchesnay (2011). „Scikit-learn: Machine Learning in Python“. In: *Journal of Machine Learning Research* 12, S. 2825–2830.
- Pfützinger, E. W. (1998). „Kennfeldberechnung für Axialverdichter mit systematischer Untersuchung der Verlust- und Umlenkeigenschaften von Schaufelgittern“. Diss. Universität Hannover.
- Pierret, S. und R. Van den Braembussche (1998). „Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network“. In: *ASME Paper No. 98-GT-004*.

- Poehlmann, F. und D. Bestle (2012). „Multi-objective compressor design optimization using multi-design transfer between codes of different fidelity“. In: *ASME Paper No. GT2012-68577*, S. 2001–2010.
- Pronzato, L. und W. G. Müller (Mai 2012). „Design of computer experiments: space filling and beyond“. In: *Statistics and Computing* 22.3, S. 681–701.
- Rechenberg, I. (1994). *Evolutionsstrategie '94*. Bd. 1. Werkstatt Bionik und Evolutionstechnik. Stuttgart: Frommann-Holzboog.
- Rechter, H., W. Steinert und K. Lehmann (1985). „Comparison of Controlled Diffusion Airfoils with Conventional NACA 65 Airfoils Developed for Stator Blade Application in a Multistage Axial Compressor“. In: *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 107.2, S. 494–498.
- Reid, L. und R. D. Moore (1978). *Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor*. Techn. Ber. NASA-TP-1337. Cleveland, OH, United States: NASA Lewis Research Center.
- Reitenbach, S., A. Krumme, T. Behrendt, M. Schnös, T. Schmidt, S. Hönig, R. Mischke und E. Mörland (2018). „Design and Application of a Multidisciplinary Predesign Process for Novel Engine Concepts“. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 141.1, S. 011017.
- Rieß, W. und S. Gehring (1996). *Pumpgrenzbestimmung*. Abschlußbericht Vorhaben 1.220 der AG Turbo. Institut für Strömungsmaschinen, Universität Hannover.
- Roberts, W. B., G. K. Serovy und D. M. Sandercock (1986). „Modeling the 3-D Flow Effects on Deviation Angle for Axial Compressor Middle Stages“. In: *ASME J. Eng. Gas Turbines Power* 108.1, S. 131–137.
- Roe, P. L. (1981). „Approximate Riemann solvers, parameter vectors, and difference schemes“. In: *Journal of computational physics* 43.2, S. 357–372.
- Sans, J., M. Resmini, J. Brouckaert und S. Hiernaux (2014). „Numerical Investigation of the Solidity Effect on Linear Compressor Cascades“. In: *ASME Paper No. GT2014-25532*.
- Schmitz, A. (2020). „Multifidelity-Optimierungsverfahren für Turbomaschinen“. Diss. Ruhr Universität Bochum.
- Schmitz, A., M. Aulich und E. Nicke (2011). „Novel Approach for Loss and Flow-Turning Prediction Using Optimized Surrogate Models in Two-Dimensional Compressor Design“. In: *ASME Paper No. GT2011-45086*.
- Schmitz, A., M. Aulich, D. Schönweitz und E. Nicke (2012). „Novel Performance Prediction of a Transonic 4.5-Stage Compressor“. In: *ASME Paper No. GT2012-69003*.
- Schnoes, M. und E. Nicke (2015). „Automated Calibration of Compressor Loss and Deviation Correlations“. In: *ASME Paper No. GT2015-42644*.
- (2017a). „A Database of Optimal Airfoils for Axial Compressor Throughflow Design“. In: *ASME J. Turbomach* 139.5, S. 051008.
- (2017b). „Exploring a Database of Optimal Airfoils for Axial Compressor Design“. In: *ISABE 2017*. ISABE-2017-21493.
- Schnoes, M., A. Schmitz, G. Goinis und C. V. E. Nicke (2019). „Strategies for Multi-Fidelity Optimization of Multi-Stage Compressors with Throughflow and 3D CFD“. In: *ISABE 2019*. ISABE-2019-24033.

- Schnoes, M., C. Voß und E. Nicke (2018). „Design Optimization of a Multi-Stage Axial Compressor Using Throughflow and a Database of Optimal Airfoils“. In: *Journal of the Global Power and Propulsion Society* 2, S. 516–528.
- Schobeiri, M. T. (1997). „Advanced Compressor Loss Correlations, Part II: Experimental Verifications“. In: *International Journal of Rotating Machinery* 3.3, S. 179–187.
- Schreiber, H.-A. und H. Starken (1992). „An Investigation of a Strong Shock-Wave Turbulent Boundary Layer Interaction in a Supersonic Compressor Cascade“. In: *ASME J. Turbomach* 114.3, S. 494–503.
- Schreiber, H.-A., W. Steinert, T. Sonoda und T. Arima (2004). „Advanced High-Turning Compressor Airfoils for Low Reynolds Number Condition— Part II: Experimental and Numerical Analysis“. In: *ASME J. Turbomach* 126.4, S. 482–492.
- Shewry, M. C. und H. P. Wynn (1987). „Maximum entropy sampling“. In: *Journal of Applied Statistics* 14.2, S. 165–170.
- Siebertz, K., D. van Bebber und T. Hochkirchen (2017). *Statistische Versuchsplanung*. 2. Auflage. Springer.
- Sieverding, F., B. Ribi, M. Casey und M. Meyer (Juni 2004). „Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance“. In: *ASME J. Turbomach* 126.2, S. 323–331.
- Siller, U. und M. Aulich (2010). „Multidisciplinary 3D-Optimization of a Fan Stage Performance Map With Consideration of the Static and Dynamic Rotor Mechanics“. In: *ASME Paper No. GT2010-22792*.
- SoftInWay (Mai 2019). *SoftInWay web-site*. Aufgerufen am 4.11.2019. URL: <http://www.softinway.com/>.
- Sonoda, T., Y. Yamaguchi, T. Arima, M. Olhofer, B. Sendhoff und H.-A. Schreiber (2004). „Advanced High Turning Compressor Airfoils for Low Reynolds Number Condition— Part I: Design and Optimization“. In: *ASME J. Turbomach* 126.4, S. 350–359.
- Strazisar, A. J., J. R. Wood, M. D. Hathaway und K. L. Suder (1989). *Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor*. Technical Paper NASA-TP-2879. Cleveland, OH, United States: NASA Lewis Research Center.
- Swan, W. C. (1961). „A Practical Method of Predicting Transonic-Compressor Performance“. In: *ASME J. Eng. Power* 83.3, S. 322.
- Tiralap, A., C. S. Tan, E. Donahoo, M. Montgomery und C. Cornelius (2017). „Effects of Rotor Tip Blade Loading Variation on Compressor Stage Performance“. In: *ASME J. Turbomach* 139.5, S. 051006.
- Van Rooij, M., T. Dang und L. Larosiliere (2007). „Improving aerodynamic matching of axial compressor blading using a three-dimensional multistage inverse design method“. In: *ASME J. Turbomach* 129.1, S. 108–118.
- Voß, C., M. Aulich und T. Raitor (2014). „Metamodel Assisted Aeromechanical Optimization of a Transonic Centrifugal Compressor“. In: *ISROMAC 15*.
- Voß, C. und E. Nicke (2008). *Automatische Optimierung von Verdichterstufen*. DLR Forschungsbericht.
- Weingold, H., R. Neubert, R. Behlke und G. Potter (1997). „Bowed stators: An example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency“. In: *ASME J. Turbomach* 119.2, S. 161–168.

- Wilcox, D. C. (1988). „Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models“. In: *AIAA journal* 26.11, S. 1299–1310.
- Wright, P. und D. Miller (1991). „An improved compressor performance prediction model“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, S. 69–82.
- Youngren, H. (1991). *Analysis and design of transonic cascades with splitter vanes*. Techn. Ber. Report 203. Cambridge, MA, United States: Gas Turbine Laboratory, Massachusetts Institute of Technology.

Abbildungsverzeichnis

1-1 Übersicht über den klassischen aerodynamischen Auslegungsprozess einer Turbomaschine, angelehnt an (Casey, 1994a).	20
1-2 Geometrische und aerodynamische Definitionen in der S1- und S2-Ebene.	21
1-3 Skizziertes Verhalten der Verluste und der Umströmung eines subsonischen Verdichtergitters im Auslegungspunkt und bei positiver und negativer Inzidenz.	23
1-4 Skizziertes Verhalten der Verluste und der Stoßlage eines transsonischen Verdichtergitters im Auslegungspunkt und im gesperrtem Betrieb.	23
1-5 Übersicht über den aerodynamischen Auslegungsprozess dieser Arbeit.	25
2-1 Entwicklung der Profilgeometrie für den Einsatz im Verdichter.	27
3-1 MISES Rechennetz für eine konvergierte Lösung.	39
3-2 Koordinatensystem entlang einer Stromfläche, angelehnt an Denton (1978).	41
4-1 Korrelationsschema um Verlust und Abströmwinkel zu berechnen.	45
4-2 Geometrie und Entwurfsanforderungen der Testprofile (Teil 1).	47
4-3 Geometrie und Entwurfsanforderungen der Testprofile (Teil 2).	48
4-4 Definitionen zur Berechnung des effektiven Engquerschnitts.	50
4-5 Charakteristik des Sperrwinkels für Rig250-R1-Mid.	51
4-6 Arbeitsbereich aufgetragen über die Zuströmmachzahl für Rig250-S4-Mid (links) und Rig250-R1-Mid (rechts).	52
4-7 Verlauf des minimalen Profilverlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels bei Referenzströmung (rechts) für Rig250-S4-Mid.	53
4-8 Verlauf des minimalen Profilverlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels bei Referenzströmung (rechts) für Rig250-R1-Mid.	54
4-9 Charakteristik des Verlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels (rechts) für Rig250-S4-Mid.	56
4-10 Charakteristik des Verlustbeiwerts (links) und des Abströmwinkels (rechts) für Rig250-R1-Mid.	56
4-11 Abhängigkeiten zwischen den implementierten Korrelationen.	58
4-12 Korrelationen für die Testprofile (Teil 1).	61
4-13 Korrelationen für die Testprofile (Teil 2).	62
4-14 Strakverlauf und Schaufelpositionen von DLR-Rig250.	63
4-15 Kennfeld von DLR-Rig250.	64

4-16 Radiale Verteilungen von Totaldruck und Totaltemperatur an den Vorderkanten des IGVs und der Statoren von DLR-Rig250 im Auslegungspunkt.	65
4-17 Strömungswinkel im Relativsystem für die vier Rotoren von DLR-Rig250 im Auslegungspunkt.	66
5-1 Parameter der Profilgeometrie.	70
5-2 Erlaubter Vorderkantenradius aufgetragen über der Profilfläche.	71
5-3 Dickenverteilung und Krümmung der Dickenverteilung für einen transsonischen Laufradschnitt.	71
5-4 Definition der Betriebspunkte für die Profilloptimierung.	72
5-5 Mit MISES berechnete Machzahlkonturen eines optimierten transsonischen Schaufelspitzenprofils.	73
5-6 Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing.	75
5-7 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing.	75
5-8 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing in den Auslegungspunkten.	77
5-9 Variation der isentropen Machzahl, der Verdrängungsdicke und des Reibungsbeiwertes bei steigender Inzidenz für die Startgeometrie Rig250-S1-Casing gerechnet mit RANS SST.	78
5-10 Variation der isentropen Machzahl, Verdrängungsdicke und des Reibungsbeiwertes bei steigender Inzidenz für die optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing gerechnet mit RANS SST.	78
5-11 Auswirkung einer Variation von Zuströmmachzahl, MVDR und Reynoldszahl auf die Abreißgrenze für Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-S1-Casing, gerechnet mit MISES.	79
5-12 Startgeometrie und optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip.	80
5-13 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip.	80
5-14 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Startgeometrie und die optimierte Geometrie von Rig250-R1-Tip in den Auslegungspunkten.	81
5-15 Machzahlkonturen des Startprofils Rig250-R1-Tip im Auslegungspunkt.	82
5-16 Machzahlkonturen des optimierten Profils Rig250-R1-Tip im Auslegungspunkt.	82
6-1 Definitionen für den Anforderungsraum.	86
6-2 Verteilung der Stützstellen in einem exemplarischen zweidimensionalen Anforderungsraum.	88
6-3 Schema zur Vorhersage der Profilgeometrie.	89

6-4 Durchschnittlicher relativer Approximationsfehler der Profilfläche a gemittelt über 10,000 zufälligen Entwurfsanforderungen für eine unterschiedliche Anzahl an Stützstellen n	90
6-5 Startprofil, interpoliertes Profil und darauf aufbauend optimiertes Profil für die Entwurfsszenarien (Teil 1).	92
6-6 Startprofil, interpoliertes Profil und darauf aufbauend optimiertes Profil für die Entwurfsszenarien (Teil 2).	93
6-7 Schema aus neuronalem Netz und Korrelationen um Verlust und Minderumlenkung für die neue Profilmfamilie zu schätzen.	95
6-8 Vorhersage von Verlust und Abströmwinkel mit der direkt kalibrierten Korrelation und mit der Vorhersage über ein Neuronales Netz für das optimierte Profil des Entwurfsszenarios Rig250-S4-Mid ($M_1=0,67$).	96
6-9 Effekt der unabhängigen Variation jeder Entwurfsanforderung auf den Arbeitsbereich und die Profilgeometrie ausgehend von dem Entwurfsszenario Rig250-S4-Mid.. . . .	97
6-10 Variation von DF^{dp} bei gleichem Abströmwinkel auf Basis des Entwurfsszenarios Rig250-S4-Mid ($M_1=0,67$).	98
6-11 Minimaler Totaldruckverlust ω^* und Arbeitsbereich WR in Abhängigkeit der Zuströmmachzahl M_1 für Szenario Rig250-S4-Mid.	99
7-1 Strakverlauf und Schaufelpositionen des stationären Gasturbinenverdichters.	101
7-2 Kennfeld des stationären Gasturbinenverdichters in der Referenzausführung und mit Verdichterschaukeln aus der neuen Profilsystematik (VCC).	103
7-3 Stufenkenngrößen der Referenzausführung und der VCC-Ausführung für den Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl.	104
7-4 Beiträge zum gesamten Totaldruckverlust in der Throughflow-Rechnung im Vergleich zu den 3D CFD-Ergebnissen für Rotor 10 im Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl.	105
7-5 Vergleich der isentropen Machzahlverteilung zwischen 3D CFD-Rechnungen des Gesamtverdichters und der MISES Auslegung.	106
7-6 Visualisierung der Strömungsablösungen über die Wandschubspannungen auf den Saugseiten der Stufen 6-15 für den letzten stabilen Punkt bei Nenndrehzahl.. . . .	107
7-7 Streichlinien auf der Nabe und der Oberfläche von Rotor 10 sowie die Axialgeschwindigkeit am Austritt der Schaufelreihe für den letzten stabilen Betriebspunkt bei Nenndrehzahl.	108
7-8 100% Drehzahllinie der Stufe 10 in der Referenzausführung und mit Verdichterschaukeln aus der neuen Profilsystematik (VCC).. . . .	108
7-9 Charakteristik der Verluste und des Abströmwinkels für die Referenzgeometrie und die VCC-Geometrie für den Profilschnitt bei 50% relativer Höhe von Stator 10.	109
7-10 Isentrope Machzahl, Verdrängungsdicke und Reibungsbeiwert für die Referenzgeometrie und die VCC-Geometrie für den Profilschnitt bei 50% relativer Höhe von Stator 10.	110

8-1 Modifikation der Rotor-Staffelungswinkel über eine Superposition mit einer 2D-Spline Funktion..	113
8-2 100% Drehzahllinien der Referenzauslegung, der Version mit VCC-Beschaufelung und der optimierten Varianten A, B und C.	115
8-3 Stufenkenngrößen der Referenzausführung und der optimierten Varianten A, B und C für den Auslegungspunkt bei Nenndrehzahl (3D TRACE)..	116
8-4 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante B.	117
8-5 Stabilitätskriterium nach Koch für die Betriebspunkte an der Stabilitätsgrenze (2D ACDC).	118
8-6 Totaldruckverhältnis und isentroper Wirkungsgrad über die radiale Höhe des ersten Rotors der Referenzausführung und der Variante B.	119
A.1 UML-Diagramm der Datenbank (linker Teil).	124
A.2 UML-Diagramm der Datenbank (rechter Teil).	125
A.3 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante A.. . . .	126
A.4 Kennfeld der Referenzausführung und der Variante C.. . . .	127

Tabellenverzeichnis

4-1 Parameterbereich um den Auslegungspunkt in dem MISES-Rechnungen durchgeführt werden.	48
4-2 Approximationsfehler zwischen den vorgestellten Korrelationen und MISES.	60
5-1 Entwurfsanforderungen der untersuchten Profile.. . . .	74
5-2 Zuströmwinkel an der Abreißgrenze für Rig250-S1-Casing, definiert über $2 \cdot \omega^*$	76
6-1 Minimal- und Maximalwerte der Entwurfsanforderungen.	85
6-2 Über die Entwurfsszenarien gemittelte Beiträge zur Zielfunktion der Optimierungsstrategie.	94
6-3 Approximationsfehler zwischen MISES und Korrelationen mit einer direkten Kalibrierung und einer Vorhersage der Kalibrierungsparameter über das Neuronale Netz.	96
8-1 Definition der Betriebspunkte in der Optimierung.	114

Lebenslauf

Name	Markus Rudolf Schnös
Adresse	Försterstraße 45, 50825 Köln
E-Mail	markus.schnoes@gmx.de
Geburtsdatum	27. März 1987
Staatsangehörigkeit	deutsch

Berufliche Praxis

Seit 04/2012	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Institut für Antriebstechnik, Köln
02/2010 – 08/2010	Hilfswissenschaftler am Fraunhofer Institut für Graphische Datenverarbeitung, Darmstadt
08/2007 – 03/2009	Werkstudent bei Siemens, Industry Automation Division, Fürth

Ausbildung

04/2010 – 02/2012	M.Sc. Computational Engineering, TU Darmstadt Schwerpunkt: Computational Mechanical Engineering Abschlussarbeit: Modellreduktion bei der Formoptimierung stationärer Fluid-Struktur-Interaktion
09/2010 – 06/2011	Auslandsjahr, Nanyang Technological University, Singapur
10/2006 – 03/2010	B.Sc. Computational Engineering, TU Darmstadt
09/1997 – 06/2006	Friedrich-Rückert-Gymnasium, Ebern

2020-33

ISRN DLR-FB-2020-33